

Dynamische Optimierung von mobilen CO₂-Klimaanlagen mit innovativen Komponenten

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Marcos Bockholt
aus: Recife, Brasilien

eingereicht am: 18. Februar 2009
mündliche Prüfung am: 28. Mai 2009

Referenten: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler
Prof. Dr.-Ing. Martin Mönnigmann
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Zeit als Doktorand am Institut für Thermodynamik (IfT) der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig.

Mein ganz besonderer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler für die fachliche Betreuung, seine stetige Offenheit und für das abschließende Gutachten dieser Dissertation. Prof. Dr.-Ing. Martin Mönnigmann bin ich für die Übernahme des Zweitgutachtens dieser Arbeit sehr dankbar. Bei Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay möchte ich mich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission herzlich bedanken. Mein besonderer Dank geht auch an Dr.-Ing. Willi Tegethoff für die vielen fachlichen Diskussionen und die zahlreich geknüpften Kontakte bei Fachtagungen und Konferenzen. Diese haben zur Realisierung der Arbeit entscheidend beigetragen.

Einen herzlichen Dank verdient Herr Prof. Dr. rer. nat. Fred Jochen Litterst für die interessanten Diskussionen und die spannende Reise in die Hochschulbildungssysteme der Länder Brasilien und Deutschland. Frau Dr. Kopka und den Mitarbeitern des International Office der TU Braunschweig danke ich für die Unterstützung während der Endphase der Promotion.

Ich möchte mich bei allen Mitarbeitern des Instituts für Thermodynamik herzlich bedanken für die stets gute Work-Life-Balance während der Promotionszeit. Insbesondere bei meiner Bürokollegin Christine Junior, die meine Laune in den letzten Monaten vor Abgabe dieser Arbeit hingenommen hat. Kai Kosowski und Dr.-Ing. Gabriele Raabe haben durch konstruktive Fachgespräche während der Modellerstellung des Speicherverdampfers den Verlauf dieser Arbeit mitgeprägt. Christian Strupp danke ich für die Niederdrucksammler-Messdaten, die für das Verständnis dieser Komponente beigetragen haben. Erick Oliveira hat im Rahmen seiner studentischen Hilfskrafttätigkeit einige der Schnittstellen für die Optimierungsbibliothek implementiert und damit den Programmieraufwand reduziert. Claudenê Correia danke ich für seine Hinweise in C/C++-Programmierung und für die hervorragende und humorvolle Zusammenarbeit beim Testen von Optimierungsmethoden.

Auch bei allen Mitarbeitern der Fa. TLK-Thermo-GmbH möchte ich mich herzlich bedanken. Vor allem bei Dr.-Ing. Sven Försterling, der mich mit seiner praktischen Erfahrung bei der Kalibrierung der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Modelle unterstützt hat. Seine Feedbacks haben stets zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Bedanken möchte ich mich auch bei der Konrad-Adenauer-Stiftung e.V., dem DAAD und dem Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF), ohne dessen finan-

zielle Unterstützung die Realisierung dieser Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Eine besondere Erwähnung verdient die Brasilien-Crew Ulf, Angelika, Norbert, Franziska, Kai, Julia, Christian, Nico, Julia, Holger, Roland und Martin für die Mitgestaltung einer der schönsten Momente meines Lebens, sowohl in Schloß Neuhaus als auch in Olinda.

Meinen Eltern bin ich für die kontinuierliche Förderung während meines Bildungsweges und für die Unterstützung bei der Verfolgung meiner Ziele und Träume sehr dankbar.

Nicht zuletzt gilt mein Dank meiner Frau Kathrin, die die erste Korrektur dieser Arbeit übernommen hat, mich stets motiviert hat und für mich als sicherer Hafen während der stürmischen Zeit immer da war.

Braunschweig im Februar 2009

Marcos Bockholt

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	VIII
Kurzfassung	XI
Abstract	XII
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Einordnung der Arbeit in das Forschungsfeld	2
1.2.1 Innovative CO ₂ -Kältekreislaufkomponenten für die mobile Anwendung	2
1.2.2 Modellierung und Simulation von Kältekreisläufen	4
1.2.3 Dynamische Optimierung von Kältekreisläufen	6
1.3 Ziele der Arbeit und Vorgehensweise	9
1.4 Aufbau der Arbeit	10
2 Grundlagen der innovativen Komponenten für mobile CO₂-Klimaanlagen	11
2.1 Speicherverdampfer	11
2.1.1 Speicherverdampferprototyp	12
2.1.2 Leistungsbedarf in der Stillstandsklimatisierung	13
2.1.3 Stillstandszeiten	15
2.1.4 Identifikation des Phasenübergangsmaterials	15
2.2 Steuerbarer Niederdrucksammler	21
2.2.1 Abscheide-Wirkungsgrad als Stellgröße	23
2.2.2 Neue Funktionalitäten im CO ₂ -Kältekreislauf	24
2.3 Formulierung der Optimierungsaufgaben	27
3 Modellerstellung	28
3.1 Speicherverdampfer	28
3.1.1 Phasenübergangsmaterial-Zelle	30
3.1.2 Kältemittelzelle	33
3.1.3 Feuchte Luftzelle	35
3.1.4 Wandzelle	40
3.2 Steuerbarer Niederdrucksammler	43
3.2.1 Erhaltungssätze	43

3.2.2	Steuerung der Austrittsenthalpie durch den Abscheide-Wirkungsgrad	44
3.2.3	Erweitertes Niederdrucksammlermodell	47
3.3	Luftseitige Komponenten	49
3.3.1	Fahrgastzelle	49
3.3.2	Steuerbares Gebläse	54
3.3.3	Heiz- und Klimagerät	55
3.3.4	Fahrgäste	57
3.3.5	Frischluf-Mischer	58
3.3.6	Umgebung	59
4	Experimentelle Modellkalibrierung	60
4.1	Modellkalibrierung als Optimierungsproblem	60
4.1.1	Minimierung der Modellungenauigkeiten	61
4.1.2	Gradientenfreie Optimierungsalgorithmen	64
4.2	Kalibrierung nichtlinearer Modelica-Modelle	73
4.2.1	Speicherverdampfer	73
4.2.2	Niederdrucksammler	77
4.2.3	Fahrgastzelle	78
5	Simulation der Komponenten	81
5.1	Abschalten des Verdichters während der Stillstandsklimatisierung . . .	81
5.2	Verdichterabkühlung mit einem steuerbaren Niederdrucksammler	83
6	Dynamische Optimierung von Modelica-Modellen	89
6.1	Dynamische Optimierung und klassische Regelung	89
6.1.1	Gütefunktional	91
6.1.2	Lösungsverfahren von dynamischen Optimierungsproblemen . .	94
6.1.3	Umwandlung in ein nichtlineares Optimierungsproblem	97
6.2	Dynamic Optimization Library - DOLI	98
6.2.1	Parameter-Normierung	99
6.2.2	Parametrisierung der Stellgrößen	100
6.3	Dynamische Optimierung eines thermodynamischen Modells	103
6.3.1	Testproblem	103
6.3.2	Formulierung der Optimierungsaufgabe	104
6.3.3	Analytische Lösung	104
6.3.4	Numerische Lösung	105
7	Offline-Applikation der dynamischen Optimierung	107
7.1	Stillstandsklimatisierung mit Speicherverdampfer	107
7.1.1	Modell und Anwendungsszenario	107
7.1.2	Initialisierung des kompilierten Streckenmodells	108
7.1.3	Gütefunktional	110

7.1.4	Ergebnisse der dynamischen Optimierung	110
7.2	Verdichterabkühlung mit einem steuerbaren Niederdrucksammler	114
7.2.1	Modell	114
7.2.2	Gütefunktional	115
7.2.3	Ergebnisse der dynamischen Optimierung	115
8	Zusammenfassung und Ausblick	118
8.1	Zusammenfassung	118
8.2	Ausblick	119
A	Flussdiagramm für die Optimierung innovativer Komponenten	121
B	Geometrie des MPET-Wärmeübertragers	124
C	Transformation des luftseitigen Wärmeübergangskoeffizients	125
D	<u>F</u>ile <u>R</u>Eader - FIRE	127
D.1	Funktionsweise	127
D.2	Einlesen von Signalen	128
D.3	Savitzky-Golay-Filter	128
E	Parameter des CO₂-Kältekreislaufmodells	131
F	Optimaler Massenstrom des adiabaten Raumes	133
	Literatur	137

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

a	Flachrohrdicke $[m]$	n_k	Molmenge der Komponente k im Gemisch $[mol]$
A	Fläche $[m^2]$	n_p	Anzahl von Parametern $[-]$
A_L	luftseitige Wärmeübertragungsfläche $[m^2]$	n_{up}	Anzahl der Teilintervalle im Steuerungszeit- horizont der Stellgröße $[-]$
A_{KM}	kältemittelseitige Wärmeübertragungsfläche $[m^2]$	n_{mess}	Anzahl von Messpunkten $[-]$
A_B	Querschnittsfläche der Ölbohrung $[m^2]$	n_u	Anzahl der Stellgrößen $[-]$
f_1, f_1	Formfaktoren in Gleichung 3.25 $[-]$	Nu	Nusseltzahl $[-]$
c_p	spezifische Wärmekapazität $[\frac{J}{kgK}]$ bei konstantem Druck	p	Druck $[Pa]$
c_v	spezifische Wärmekapazität $[\frac{J}{kgK}]$ bei konstantem Volumen	\mathbf{p}	Parametervektor
C	Wärmekapazität $[\frac{J}{K}]$	p_u	Umgebungsdruck $1 \cdot 10^5 [Pa]$
d_h	Hydraulischer Durchmesser $[m]$	Δp	Druckabfall $[Pa]$
d	Durchmesser $[m]$	\dot{P}	Leistung $[W]$
e	Regeldifferenz	Pr	Prandtzahl $[-]$
f	Zielfunktion	\dot{Q}	Wärmestrom $[W]$
\mathbf{g}_k	Gradientenvektor	r	Austrocknungskoeffizient $[-]$ (s. Gleichung 3.24)
\mathbf{g}	Algebraische Gleichungen	R	thermischer Widerstand $[\frac{W}{K}]$
J	Gütemaß $[-]$	R_D	spezifische Gaskonstante des Wassers $[\frac{J}{kgK}]$
h	spezifische Enthalpie $[\frac{J}{kg}]$	R_L	spezifische Gaskonstante der Luft $[\frac{J}{kgK}]$
H	Enthalpie $[J]$	Re	Reynoldszahl $[-]$
H	Hamilton-Gleichung	\mathbf{s}	Schrittweite
\mathbf{H}_k	Hessematrix	t	Zeit $[s]$
k	Wärmedurchgangs- koeffizient $[\frac{W}{K \cdot m^2}]$	T	Temperatur $[K]$
K	Widerstandszahl $[\frac{Pa \cdot s^2}{kg^2}]$	\mathbf{u}	Stellgrößenvektor
L	Lagrange-Funktional	U	innere Energie $[J]$
L	Länge des Flachrohrs	u	spezifische innere Energie $[\frac{J}{kg}]$
Le	Lewiszahl $[-]$		

m	Masse $[kg]$	\mathbf{u}	Stellgrößenvektor
m_K	Kondensatmasse $[kg]$	\dot{V}	Volumenstrom $[\frac{m^3}{s}]$
m_{KM}, m_L	Exponenten der Dittus-Boelter-Beziehung $[-]$	V_{Hub}	Verdichterhubvolumen $[m^3]$
\dot{m}	Massenstrom $[\frac{kg}{s}]$	w	Wichtungsskalar $[-]$
$m_k(\mathbf{s})$	Ersatzmodell der Zielfunktion	w	Geschwindigkeit $[\frac{m}{s}]$
M	Molmasse $[\frac{kg}{mol}]$	x	Wasserbeladung $[\frac{kg \ H_2O}{kg \ tr. \ Luft}]$
n	Anzahl der Minikanäle im Flachrohr	x	Dampfgehalt $[-]$
n	Drehzahl $[\frac{1}{min}]$	\mathbf{x}	Vektor der differen- tiellen Variablen
n	Freiheitsgrad der χ^2 -Verteilung $[-]$	\mathbf{y}	Vektor der algebraischen Variablen

Griechische Buchstaben

α_L	luftseitiger Wärmeübergangs- koeffizient $[\frac{W}{m^2K}]$	ϑ	Temperatur $[^\circ C]$
α_{KM}	kältemittelseitiger Wärme- übergangskoeffizient $[\frac{W}{m^2K}]$	Θ	normierte Temperatur $[-]$
$\tilde{\alpha}_L$	transformierter luftseitiger Wärmeübergangs- koeffizient $[\frac{W}{m^2K}]$	λ_{fl}	Wärmeleitfähigkeit des flüssigen Kältemittels $[\frac{W}{mK}]$
β	thermischer Ausdehnungs- koeffizient $[\frac{1}{K}]$	λ	adjungierte Variable
β	Stoffübergangskoeffizient $[\frac{m}{s}]$	λ_{eff}	effektiver Liefer- grad des Verdichters $[-]$
$\tilde{\beta}$	transformierter Stoffübergangskoeffizient $[\frac{m}{s}]$	μ	chemisches Potential $[\frac{J}{mol}]$
γ	Verdampfer-Benetzungsfaktor aus Gleichung 3.23 $[-]$	ξ	Massenanteil $[\frac{kg}{kg_{ges}}]$
Δh_v	Verdampfungsenthalpie des Wassers $[\frac{J}{kg}]$	ϱ	Dichte $[\frac{kg}{m^3}]$
η_{fl}	dynamische Viskosität $[\frac{kg}{m \cdot s}]$	ϱ_{sam}	Dichte des Kältemittels im Sammler $[\frac{kg}{m^3}]$
$\eta_{isen-Verd}$	isentropen Wirkungsgrad des Verdichters $[-]$	σ_i	Messungenauigkeit
η_S	Abscheide-Wirkungsgrad des Niederdrucksammlers $[-]$	ϕ	Ölbohrungsdurchmesser $[m]$
		φ	rel. Luftfeuchte $[\%]$
		χ^2	Prüfgröße für die Modellkalibrierung $[-]$
		Ψ	potentielle Energie $[J]$
		Ω	normierter Wasserdampf- massenstrom $\dot{m}_v/\dot{m}_{ein} + 1$ $[-]$

Indizes

\cdot	Ableitung nach der Zeit	KM	Kältemittel
$'$	gesättigte Flüssigkeit	kv	Kontrollvolumen

<i>"</i>	gesättigter Dampf	<i>l</i>	latent
<i>0</i>	Nennwert, Anfangswert	<i>L</i>	Luft
<i>a</i>	außen	<i>max</i>	Maximalwert
<i>aus</i>	ausströmend	<i>mess</i>	Messung
<i>comp</i>	Kompressor (compressor)	<i>min</i>	Minimalwert
<i>e</i>	Endwert	<i>norm</i>	normierter Wert
<i>er</i>	Erstarrung	<i>p</i>	Minikanal (port)
<i>ex</i>	Exchange, Austausch	<i>PCM</i>	Phase change material
<i>ein</i>	einströmend	<i>rez.</i>	Rezirkulation
<i>eff</i>	effektiv	<i>s</i>	Saugstutz oder Schmelzen
<i>f</i>	fest	<i>S</i>	Abscheiden (separation)
<i>fl</i>	flüssig	<i>sam</i>	Sammler
<i>ft</i>	feucht	<i>sim</i>	Simulation
<i>ges</i>	gesamt	<i>sens</i>	sensibel
<i>d</i>	Druckstutz	<i>soll</i>	Sollwert
<i>h</i>	menschlich (humanus)	<i>still</i>	Stillstand
<i>H₂O</i>	Wasser	<i>tech</i>	technisch
<i>i</i>	innen	<i>u</i>	Aus der Umgebung
<i>k</i>	Komponente, Iterationsschritt	<i>v</i>	Verdunstung
<i>K</i>	Kondensat	<i>w</i>	Lamellenwand

Abkürzungen

ADGL	Algebro-Differential- gleichung	IWÜ	innerer Wärmeübertrager
CAD	Computer Aided Design	KP	kritischer Punkt
CAN	Controller Area Network	MIL	Model-in-the-Loop
<i>COP</i>	Coefficient of Performance	MPC	Model Predictive Control
CPU	Central Processing Unit	MPET	Multiple Port Extruded Tubes
DGL	Differentialgleichung	NMPC	Nonlinear Model Predictive Control
DOLI	Dynamic Optimization Library	OEM	Original Equipment Manufacturers
FEM	Finite Elemente Methode	PCM	Phase Change Material
FIRE	File Reader	RCP	Rapid Control Prototyping
HIL	Hardware-in-the-Loop	SQP	Sequential Quadratic Programming
HQP	Huge Quadratic Programming	TIL	TLK-IfT-Library
HVAC	Heating, Ventilating and Air-Conditioning	TILFluids	TLK-IfT Fluid Property Library oder TILMedia (Stand im Feb. 09)
IFT	Institut für Thermodynamik	TLK	TLK-Thermo-GmbH
IHX	Internal Heat Exchanger		

Dynamische Optimierung von mobilen CO₂-Klimaanlagen mit innovativen Komponenten

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Simulations- und Optimierungstechnik von umweltfreundlichen Kältekreislaufkomponenten für die mobile Anwendung. Neben der Modellerstellung und Simulation für die Untersuchung der Komponenten ist eine dynamische Optimierung der Komponenten von Interesse. Für die Lösung dynamischer Optimierungsaufgaben wurde eine C/C++-Optimierungsbibliothek entwickelt. Die Optimierungsbibliothek vermeidet durch die gezielte Auswahl eines effizienten Optimierungsalgorithmus eine zeitintensive Kopplung zwischen Modellen und Optimierungsalgorithmen. Mit der Anwendung eines Trust-Region-Algorithmus können Informationen für die effiziente Lösung des Optimierungsproblems wie die Hessematrix und der Gradientenvektor mittels eines Ersatzmodells der Zielfunktion geliefert werden.

Die innovativen Komponenten Speicherverdampfer und steuerbarer Niederdrucksammler werden modelliert. Die Komponentenmodelle sind in der objektorientierten gleichungsbasierten Modellierungssprache Modelica geschrieben. Sie erweitern die am Institut für Thermodynamik der TU Braunschweig entwickelte Modelica-Komponentenbibliothek für thermische Systeme TIL. Die Optimierungs- und Einsatzpotentiale eines Speicherverdampfers und eines steuerbaren Niederdrucksammlers für CO₂-Kältekreisläufe werden identifiziert. Ein hohes Optimierungspotential kann im Klimatisierungssystem mit Speicherverdampfer in der rationalen Steuerung des Innenraumgebläses identifiziert werden. Bei dem steuerbaren Niederdrucksammler konnte eine tendenzielle Maximierung der Systemleistungsziffer durch die Erhöhung des Abscheide-Wirkungsgrads identifiziert werden. Es wird gezeigt, dass die Erhöhung des Abscheide-Wirkungsgrads mit einer gleichzeitigen Erhöhung der Kältemitteltemperatur am Verdichteraustritt verbunden ist. Dieser Nebeneffekt wird bei der Formulierung des dynamischen Optimierungsproblems behandelt.

Bei der Modellerstellung der Komponenten werden Betriebspunkt-Diagramme eingeführt. Für den Speicherverdampfer werden dynamische Effekte während des Trocknungsvorgangs identifiziert. Das dynamische steuerbare Niederdrucksammlermodell wird anhand eines Betriebspunkt-Diagramms beschrieben, das den Zusammenhang zwischen Füllstand und Austrittsenthalpie wiedergibt. Diese Ansätze verkürzen die Rechenzeit, ohne die Modellgenauigkeit massiv zu beeinflussen.

Die Optimierungsbibliothek wird in zwei Applikationen erfolgreich eingesetzt. Beim ersten Einsatz werden die Gebläsedrehzahl und die Frischluftklappe des Innenraumgebläse-Speicherverdampfer-Systems auf die Behaglichkeitsbedingungen in der Fahrgastzelle optimal gesteuert. Beim zweiten Einsatz wird der Abscheide-Wirkungsgrad des steuerbaren Niederdrucksammlers auf die Systemleistungsziffer und Verdichtungs- endtemperatur optimal bestimmt.

Dynamic optimization of mobile CO₂ air-conditioning with innovative components

Abstract

The following work is concerned with the simulation and optimization techniques of environmentally-friendly air-conditioning components for mobile applications. In addition to the development and simulation of the models for the investigation of the components, a dynamic optimization of the components is also of interest. A C/C++ optimization library was developed for this purpose. The optimization library avoids a time-consuming coupling between the models and optimization algorithms through the selective choice of an efficient optimization algorithm. With the use of a trust region algorithm, information for the efficient solution of the optimization problem, such as the Hessian matrix and gradient vector, can be obtained from a surrogate model of the objective function.

Two innovative components, the PCM (phase-change material) evaporator and controllable low-pressure accumulator, are modelled. The component models were written in the object-oriented, equation-based Modelica modelling language. They extend TIL, the Modelica component library for thermodynamic systems developed by the Institute for Thermodynamics at the TU Braunschweig. The optimization and application potential of a PCM evaporator and a controllable low-pressure accumulator is identified for CO₂ refrigeration cycles. A high optimization potential can be identified in an air-conditioning system with a PCM evaporator in the rational control of the cabin fan. For the controllable low-pressure accumulator, a tendential maximization of the coefficient of performance through an increase in the separation efficiency is identified. It is also shown that the increase of the separation efficiency is connected with a simultaneous increase of the refrigerant temperature at the compressor output. This side-effect is treated during the formulation of the optimization problem.

Operating point diagrams were used for the development of the component models. For example, dynamic effects during the drying process were identified for the PCM evaporator. In addition, the dynamic, controllable low-pressure accumulator model was described by means of an operating point diagram that depicts the relation between filling level and enthalpy at the accumulator outlet. These approaches shorten the computational time without having a large influence on the model accuracy.

The optimization library is successfully used in two applications. In the first application, the fan speed and fresh-air flaps of a system with integrated cabin fan and PCM evaporator are controlled for optimal comfort conditions in the passenger compartment. In the second application, the optimal separation efficiency of the controllable low-pressure accumulator is determined considering the coefficient of performance and outlet temperature of the compressor.

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motivation

Der Pkw- und Omnibus-Verkehr nimmt eine immer entscheidendere und wachsende Rolle im globalen Energieverbrauch und bei den Treibhausgas-Emissionen ein. Allein im Jahr 2004 entsprach der durch diesen Verkehr entstandene Energieverbrauch ca. 13 % des gesamten Weltenergieverbrauchs. Laut Berichten der *International Energy Agency* (IEA, vgl. Mandil (Hrsg.) 2006) und des *Intergovernmental Panel on Climate Change* (IPCC, vgl. Metz (Hrsg.) u. a. 2007) hatten die durch diesen Energieverbrauch entstandenen Treibhausgas-Emissionen im selben Jahr einen Anteil von ca. 12 % der gesamten Weltemissionen durch fossilen Brennstoff. Eine Abschätzung der durch den zusätzlichen Energieverbrauch von mobilen Klimaanlage entstehenden Treibhausgas-Emissionen hängt von vielen Faktoren ab, wie beispielsweise dem Motortyp und klimatologischen Bedingungen. Akkurate Daten sind bis heute noch unvollständig. Barraud u. a. (2003) schätzen allerdings, dass der jährliche Zusatzverbrauch durch mobile Klimaanlage in Europa bei bis zu 7.5 % des jährlichen Kraftstoff-Gesamtverbrauchs liegen kann. Dieser zusätzliche Verbrauch kann ohne Einbußen des Komforts durch die Ausrüstung der Anlagen mit innovativen und umweltfreundlichen Komponenten gesenkt werden.

Vor diesem Hintergrund liegt das Hauptaugenmerk dieser Arbeit auf der Simulations- und Optimierungstechnik von umweltfreundlichen Kältekreislaufkomponenten für die Fahrzeugklimatisierung. Ziel ist es, für einen Speicherverdampfer und einen steuerbaren Niederdrucksammler eine effiziente Modellierung für die dynamische Optimierung beider Komponenten weiter zu entwickeln. Bisher existieren nur wenige Untersuchungen, die sich mit solchen Komponenten und deren optimaler Steuerung auf Basis der dynamischen Optimierung beschäftigen.

Die Umsetzung solcher energiesparender Komponenten kann nur dann gelingen, wenn optimale Konzepte sowohl in der Auslegungs- als auch in der Reglerkonzeptionierungsphase gefunden werden. Ein Ansatzpunkt hierfür ist die Anwendung von Optimierungsalgorithmen und einer geeigneten Modellerstellung während der Entwicklungsphase.

1.2 Einordnung der Arbeit in das Forschungsfeld

In diesem Abschnitt wird ein literarischer Überblick über die Disziplinen gegeben, die der vorliegenden Arbeit thematisch nahestehen. Eine Abgrenzung des Forschungsgebiets ist hierbei auf die Schwerpunkte CO_2 -Kältekreislauf, Modellierung und Simulation sowie dynamische Optimierung gelegt.

1.2.1 Innovative CO_2 -Kältekreislaufkomponenten für die mobile Anwendung

Im Januar 2006 beschloss die EU, den Einsatz des Kältemittels R134a ab dem 1. Januar 2011 in Klimaanlageanlagen von neuen Fahrzeugmodellen zu untersagen. Das umweltfreundliche, natürliche Kältemittel CO_2 könnte das synthetische Kältemittel R134a ersetzen. Die Komponenten eines aktuellen CO_2 -Kältekreislaufs sowie die Prozessführung im Druck-Enthalpie-Diagramm des Kältekreislaufs sind in Abbildung 1.1 schematisch dargestellt.

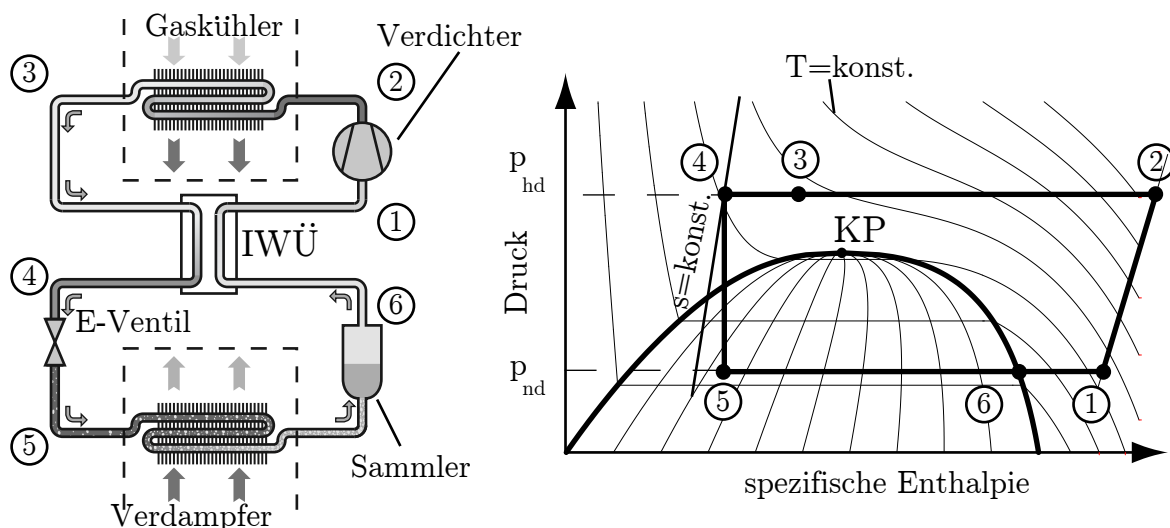


Abbildung 1.1: Links: Schaltbild eines CO_2 -Kältekreislaufs für die mobile Anwendung nach Lorentzen u. Pettersen (1993). Rechts: Druck-Enthalpie-Diagramm des transkritischen Prozesses (idealisiert).

Groll u. Kim (2007) geben einen guten Überblick über die Verbesserungspotentiale von CO_2 -Kältekreisläufen. Ein möglicher Verbesserungsansatz besteht darin, anstatt bei einer isenthalpen Expansion (s. Punkte ④ und ⑤ in Abbildung 1.1), bei einer nahen isentropen Expansion ($s=\text{konst.}$) die Systemeffizienz mit einem Ejektor zu verbessern (vgl. Hrnjak u. Elbel 2006; Köhler u. a. 2007). Winkler u. a. (2006) schlagen die Anwendung von Peltier-Elementen für eine Kältemittelunterkühlung hinter dem Gaskühler vor (Punkte ③-④ in Abbildung 1.1). Kim u. a. (2004) betonen allerdings, dass durch ein geeignetes Regelungskonzept und eine Verbesserung der Verdichter- bzw. der Wärmeübertragereffizienz R-134a-Anlagen ersetzt werden können. Eine andere Möglichkeit für die Steigerung der Effizienz und der Konkurrenzfähigkeit von

CO₂-Klimaanlagen besteht darin, sie mit innovativen Komponenten auszurüsten. Zwei solcher Komponenten werden im Rahmen dieser Arbeit untersucht: Ein Speicherverdampfer und ein steuerbarer Niederdrucksammler. Eine literarische Einordnung der beiden Komponenten und deren Forschungsbedarf werden im Folgenden gegeben. Die detaillierte Beschreibung erfolgt in Kapitel 2.

Speicherverdampfer. Heckenberger (2007), Manski u. a. (2006), Haller u. a. (2007), Grossmann u. a. (2007) und Guyonvarch (2006) schlagen die Anwendung eines Speicherverdampfers für die Klimatisierung von Fahrzeugen mit der sogenannten Start-Stopp-Funktionalität vor. Bei der Start-Stopp-Funktionalität (in dieser Arbeit als Stillstandsklimatisierung bezeichnet) wird der Verbrennungsmotor ausgeschaltet, um unnötigen Kraftstoffverbrauch zu vermeiden. Der riemengetriebene Kältekreislaufverdichter arbeitet während des Stillstands nicht, was zu Komforteinschränkungen führen kann. Vollmer u. a. (2004) zeigen einen Überblick über innovative Komponenten zur Unterstützung dieser Funktionalität auf. Sie stellen den Speicherverdampfer unter anderem als kostengünstige und effiziente Lösung dar. Es bleibt allerdings unklar, wie sich diese innovative Komponente auf die Klimatisierung der Fahrgastzelle bezogen auf Behaglichkeitsbedingungen wie relative Luftfeuchte (Verursacher der Geruchsbildung) auswirkt, da die bisherigen Tests mit dem Speicherverdampfer (vgl. Manski u. a. 2006) unter Verwendung von trockener Luft durchgeführt wurden. Böttcher (2006) zeigt allerdings in seiner Dissertation, dass Pkw-Verdampfer einen Teil des Kondensats speichern können, welches beim Abschalten der Klimaanlage verdunstet und zu hoher relativer Luftfeuchtigkeit und zu Geruchsbildung in der Fahrgastzelle führen kann. Maßnahmen für die optimale Steuerung der Start-Stopp-Klimatisierung mit einem Speicherverdampfer, um beispielsweise die Lufttemperatur unter Berücksichtigung der relativen Luftfeuchte während eines Start-Stopp-Betriebs aufrechtzuerhalten, sind bisher nicht veröffentlicht worden.

Steuerbarer Niederdrucksammler. Hirota (2005) schlägt einen Niederdrucksammler mit einem variablen Ölbohrungsdurchmesser vor: das Funktionsprinzip des steuerbaren Niederdrucksammlers. Er argumentiert, dass mit einer Variation des Ölbohrungsdurchmessers eine Verbesserung der Systemeffizienz möglich ist. Niederdrucksammler für CO₂-Kältekreisläufe sind von Raiser u. a. (2006); Raiser (2005) untersucht worden. Schwerpunkt der Arbeit von Raiser ist die dynamische Modellerstellung und Validierung der Komponente. Raiser untersuchte unterschiedliche Ölbohrungsdurchmesser für verschiedene stationäre Betriebsbedingungen der Klimaanlage. Eine dynamische Variation des Ölbohrungsdurchmessers und deren Wirkung im gesamten Kältekreislauf ist nicht vorhanden. Wang u. Gu (2005) beschreiben die komplexen Druckverlustmechanismen innerhalb des Sammlergefäßes. Es werden jedoch keine Informationen über eine dynamische Variation des Ölbohrungsdurchmessers gegeben. Strupp u. a. (2007) führten experimentelle Untersuchungen mit verschiedenen Niederdrucksammlern für die Bestimmung des Abscheide-Wirkungsgrads für unterschiedliche

Betriebsbedingungen durch. Keine dieser Untersuchungen beschäftigt sich allerdings mit dem von Hirota vorgeschlagenen Einfluss einer dynamischen Ölbohrungsvariation auf die gesamte Effizienz von CO₂-Klimaanlagen.

1.2.2 Modellierung und Simulation von Kältekreisläufen

Die Modellierung von Kältekreisläufen kann für verschiedene Zielgruppen in drei verschiedene Kategorien unterteilt werden:

- **Systemkonzeptionierung** (thermodynamische Untersuchung)
- **Reglerkonzeptionierung** (Model-in-the-Loop, MIL)
- **Reglertest** (Hardware-in-the-Loop, HIL)

Eine Einordnung dieser Arbeit in die Modellierungswelt und die Begrifflichkeiten werden zum Verständnis dieser Arbeit im Folgenden eingeführt.

Systemkonzeptionierung. Die ersten dynamischen Simulationen für thermodynamische Untersuchungen des gesamten CO₂-Kältekreislaufs sind von Programmen durchgeführt worden, die in prozeduralen Programmiersprachen wie Fortran oder C geschrieben wurden. Adiprasito (1998) nutzte das prozedurale Simulationsprogramm GPA (Gesamtprozessanalyse) für die Untersuchung des transienten Verhaltens von Pkw-CO₂-Klimaanlagen. Im Bereich der objektorientierten Modellerstellung und Simulation entwickelte Tegethoff (1999) eine Simulationsplattform in der Programmiersprache C/C++ für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme. Ein Merkmal dieser Arbeit ist neben der objektorientierten Struktur, die Anwendung einer physikalisch motivierten und vorwiegend stationären Komponentenmodellierung. Hendricks (2001) nutzte die kommerzielle Software Sinda/Fluint (Cullimore 2000), um dynamische Simulationen für eine für den nordamerikanischen Markt entwickelte Klimaanlage zu untersuchen. Der Nachteil der Anwendung von Sinda/Fluint besteht darin, dass kein Standardisierungsprozess der Modellierungssprache vorhanden ist. Dies erschwert beispielsweise die Einbindung von Modellen unterschiedlicher Entwicklergruppen. Bei der Entwicklung von sprachstandardisierten Komponentenbibliotheken für die Konzeptionierung von Kälte-, Klima- und Wärmepumpensystemen wird in aktuellen wissenschaftlichen Arbeiten die objektorientierte Modellierungssprache Modelica¹ (Fritzon 2004; Tiller 2001) eingesetzt. Tummescheit (2002) vertreibt die Modelica-Komponentenbibliothek *AirConditioning-Library* (Modelon AB 2008). Die *AirConditioning-Library* ist eine Weiterentwicklung der Modelica-Bibliothek *ACLib* (s. Limprich u. a. 2005) und wird vom Arbeitskreis Kälte- und Kreislaufrisimulation der deutschen OEMs (Audi, BMW, Daimler und Volkswagen) für die stationäre und dynamische Simulation von mobilen

¹<http://www.modelica.org>

Klimaanlagen eingesetzt. Zielgruppe sind hierbei Simulationsspezialisten und Entwicklungsingenieure für die Systemkonzeptionierung von mobilen Kältekreisläufen. Allerdings ist die komplexe objektorientierte Struktur für Modellentwickler ein Nachteil der Bibliothek (vgl. Richter 2008). Eine andere Möglichkeit für die Simulation mobiler Klimaanlagen schlägt Richter (2008) mit seinen Beiträgen für die Entwicklung der Modelica-Komponentenbibliothek TIL (TLK-IfT-Library) vor. Wesentliche Unterschiede zwischen den Ansätzen von Richter und Tummescheit bestehen in der von Richter und Tegethoff vorgeschlagenen flachen Vererbungsstruktur, der Formulierung des Impulssatzes sowie der Anwendung der Stoffdatenbibliothek TILFluids für die Einbindung externer Stoffdaten (z.B. REFPROP, vgl. Lemmon u. a. 2007) in Modelica-Modelle (s. Casella u. Richter 2008). Die vorliegende Arbeit baut auf den Beiträgen der Modellierung der CO₂-Klimaanlagenkomponenten von Tegethoff und der modellentwicklerfreundlichen Modelica-Komponentenbibliothek TIL auf, um eine effiziente und physikalisch-motivierte Modellierung des Speicherverdampfers und des steuerbaren Niederdrucksammlers zu erzielen. Des Weiteren sind bisher keine wissenschaftlichen Arbeiten über die Anwendung der genannten Modelica-Komponentenbibliothek für die Entwicklung optimaler Steuerungen mit dynamischen Optimierungstechniken vorhanden.

Reglerkonzeptionierung. Hauptziel der Modellierung für die Reglerkonzeptionierung ist die Entwicklung von mathematischen Modellen zur Untersuchung von Regelungskonzepten. Um neue Steuerfunktionalitäten zu entwickeln, werden hierbei vereinfachte Modelle des Kältekreislaufs angewandt. Dieser Entwicklungsprozess ist auch als modellbasierte Funktionsentwicklung bekannt. Aus Sicht der Reglerentwickler spricht man von einem Model-in-the-Loop (MIL). Das heißt, dass Modelle der Strecke und Modelle des Reglers in einem oder mehreren Rechnern untersucht werden. Beispiele dieser Modellierungstechnik sind in (He u. a. 1998) und in (Leducq u. a. 2003) für die Software MATLAB/Simulink zu finden. In diesen Arbeiten weisen die Modelle eine niedrige Ordnung auf, d.h. die örtliche Diskretisierung der Wärmeübertrager wurde niedrig gesetzt (flache Modellierung), um die Anzahl von Zustandsvariablen klein zu halten. Sie ist jedoch groß genug, um beispielsweise Überhitzungs- oder Unterkühlungseffekte abzubilden. Pfafferott (2004) nutzte die Modelica-Komponentenbibliothek von Tummescheit u. a. (2005), um Parameter eines PI-Reglers eines validierten Pkw-CO₂-Kältekreislaufmodells zu identifizieren. Dabei wurde eine tiefe Komponentenmodellierung (hoher Detaillierungsgrad) angewandt, was durch die daraus folgende erhöhte CPU-Zeit für die Simulationen zu einem zeitaufwendigen Reglerentwicklungsprozess führen kann. Da es sich in dieser Arbeit um die MIL-Steuerungsentwicklung von physikalisch motivierten Modelica-Modellen auf Basis von Optimierungsalgorithmen (diese verlangen mehrere Simulationen des Streckenmodells) handelt, sind die bisherigen kommerziell betriebenen Modelica-Modellierungsansätze nicht geeignet.

Reglertest. Die dritte Kategorie widmet sich der Modellerstellung für eine Zielgruppe, die an einem schnelleren Reglertest interessiert ist: Das sogenannte Rapid Control Prototyping (RCP). Aus Sicht der Reglerentwickler spricht man von einem Hardware-in-the-Loop, d.h. es werden Steuergeräte (Hardware) nicht direkt mit der zu regelnden Strecke getestet, sondern mit einem Modell der realen Strecke beispielsweise über CAN²-Bus-Schnittstellen angeschlossen. Hierbei müssen die Modelle echtzeitfähig sein, d.h. im Wesentlichen muss die Rechenzeit pro Zeitschritt vom verwendeten Integrationslöser geringer als der Zeitschritt selbst sein (Blochwitz u. Uhlig 2008). Kältekreislauf-Modelle sind von Michalek u. a. (2004, 2005) für die Anwendung in der HIL-Simulation entwickelt worden. Der Ansatz hierbei besteht darin, das gesamte System in stationären Betriebspunkten mathematisch zu modellieren und zu validieren, und anschließend Übertragungsfunktionen für die Abbildung des dynamischen Verhaltens aus Messdaten zu identifizieren. Dieses Verfahren wird in der Fachliteratur als identifizierte bzw. „add-on“ Dynamik bezeichnet (vgl. Michalek u. a. 2005). Dieser Ansatz gilt allerdings nur für lineares Übertragungsverhalten und ist nur für kleine Änderungen der Stellgrößen um die stationären Betriebspunkte gültig (s. Schumacher 2006). Die MATLAB/Simulink Modellbibliothek von Michalek wurde von Gehsat u. a. (2007a, b, 2008) erweitert, um die Behaglichkeitsbedingungen in der Fahrgastzelle zusammen mit dem Kreislauf zu simulieren. Domschke u. Matthes (2006) nutzten für den Test von automatischen Temperaturregelungen in der Fahrzeugklimatisierung die Komponentenbibliothek von Tummescheit. In Ihrer Veröffentlichung liegen keine Informationen über die Rechenzeit und die Genauigkeit der Simulationsmodelle vor. Modellierungsansätze wie identifizierte Dynamiken können die Rechenzeit physikalisch motivierter Modelle reduzieren. Diese Begrifflichkeit und Modellierungstechnik wurde bisher bei der physikalisch motivierten Modellierung wissenschaftlich nicht eingeführt und angewandt.

1.2.3 Dynamische Optimierung von Kältekreisläufen

Im Bereich der Kälte- und Klimatechnik werden Optimierungsmethoden von Hendricks (2001) eingesetzt, um optimale Auslegungsparameter wie Verdichterhubvolumen, Expansionsventilquerschnittsfläche, Kondensator- und Verbindungsschläuchedurchmesser simultan und für verschiedene nordamerikanische Fahrzyklen zu identifizieren. Hierbei spricht man noch von einer statischen Optimierung. Ziel seiner Untersuchung war die Reduzierung der Systemgesamtmass und die Bestimmung des optimalen Hoch- und Niederdruckverhältnisses des Kreislaufs für dynamische Simulationen. In einer weiteren Untersuchung führte Hendricks (2002) eine dynamische Optimierung der Drehzahl von elektrisch betriebenen Verdichtermodellen durch. Es handelt sich hier um eine Offline-Anwendung der dynamischen Optimierung, da keine reale Anlage für die Untersuchung eingesetzt wurde. Ziel dieser Untersuchung war die Berechnung zweier verschiedener Drehzahlstufen eines elektrischen Verdichters, um eine optimale Fahr-

²Controller Area Network

gastzellenabkühlung unter Berücksichtigung der Systemleistungszahl (oder Coefficient of Performance: *COP*) zu bestimmen.

Die Anwendung der dynamischen Optimierung für die optimale Regelung eines realen Kältekreislaufs (Online-Anwendung) ist in den Forschungsergebnissen von Leducq u. a. (2006, 2003) und Larsen u. a. (2005) zu finden. Sie realisierten einen nichtlinearen prädiktiven Regler (Nonlinear Model Predictive Control-NMPC) für stationäre Anwendungen in der Lebensmittelindustrie. Mit einem Modell niedrigerer Ordnung des Kreislaufs und einem Optimierungsalgorithmus konnten sie das reale System eines Laborprototyps regeln und eine Effizienzverbesserung von 8-20 %, je nach Anzahl von veränderbaren Aktuatoren, erzielen. Diese Regelungsart kann eine zukünftige Lösung darstellen, um die Effizienz von mobilen Klimaanlage zu erhöhen. Prädiktive Regler für die Fahrzeugklimatisierung sind bisher nicht bekannt (s. Qin u. Badgwell 2003).

Optimierungslöser. Für die numerische Lösung von dynamischen Optimierungsaufgaben ist ein Optimierungslöser erforderlich. Ein Beispiel hierfür ist der Löser DAEOPT von Vassiliadis (1993) für die Modellierungsumgebung gPROMS. Die Anwendung des DAEOPT-Lösers über die gPROMS-Schnittstelle ist im Rahmen dieser Arbeit ein unpraktikabler Weg, da gPROMS sich auf chemische verfahrenstechnische Aufgaben beschränkt. Ein weit verbreiteter Optimierungslöser für hochdimensionale Optimierungsaufgaben ist SNOPT (Gill u. a. 1997). Für eine effiziente Optimierung muss der Nutzer jedoch die Gradienten der Zielfunktion liefern. Bei unbekannten Gradienten der Zielfunktion, wie bei den Anwendungen in dieser Arbeit (kompilierte Modelica-Modelle), werden diese mit einem finiten Differenz-Schema approximiert, was zu zeitintensiven Optimierungsrechnungen führen kann (Kolda u. a. 2003). Ein frei zugänglicher³ Löser ist der auf SQP⁴ basierte HQP⁵-Löser von Franke u. a. (2008); Franke u. Doppelhamer (2005); Franke (1998). Franke nutzte unter anderem das Programm ADOL-C von Griewank u. a. (1996) für die automatische Differentiation der Zielfunktion nach den parametrisierten Stellgrößen, den so genannten Sensitivitätsgleichungen, für eine effiziente Lösung des Optimierungsproblems. Bei der Anwendung von ADOL-C müssen allerdings die generierten C-Codes des Modelica-Modells vorhanden sein, was bei der Anwendung von kommerziellen Modelica-Simulationsumgebungen mit zusätzlichen Anschaffungskosten verbunden ist. Des Weiteren kann die Anwendung von automatischen Differentiationstools für die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Modelica-Modelle zu sehr zeitaufwendigen Kopplungsprozessen zwischen dem Optimierungslöser und dem Modelica-Modell führen. Die Modelica-Simulationsumgebung SimulationX (ITI-GmbH 2008) bietet eine Schnittstelle zu der Optimierungsplattform modeFrontier (Esteco s.r.l. 2008). Hierbei werden sowohl gradientenbasierte als auch gradientenfreie Optimierungsmethoden benutzt. Der Anwendungsbereich von modeFrontier beschränkt sich auf statische und multikriterielle Optimierungsaufgaben. Die

³<http://sourceforge.net/projects/hqp/> unter Lesser General Public License

⁴Sequential Quadratic Programming

⁵Huge Quadratic Programming

Simulationsumgebung Dymola (Dynasim AB 2008) liefert mit dem Paket **Design** Optimierungsalgorithmen für die Anwendung mit Modelica-Modellen. Die Stärke dieses Pakets liegt in der Modellkalibrierung (vgl. Elmqvist u. a. 2005) und kann nur mit hohem Aufwand für die dynamische Optimierung benutzt werden. Im Bereich der Optimierung mit Modelica-Modellen ist von Åkesson (2007) der Compiler Optimica für die Optimica-Syntax, eine Erweiterung von Modelica-Sprachelementen für die dynamische Optimierung, entwickelt worden. Der Optimica-Kompiler ist im Wesentlichen ein Parser von Modelica-Modellen auf die Optimierungsumgebung AMPL (Algebraic Mathematical Programming Language Fourer u. a. 2003) und befindet sich derzeit in der Entwicklungsphase. Åkesson (2007) schlägt die Anwendung des bereits in AMPL integrierten Optimierungslösers IPOPT (vgl. Wächter u. Biegler 2006) vor. Die meisten aufgeführten Ansätze für die dynamische Optimierung technischer Systeme nutzen gradientenbasierte Optimierungsverfahren, bei denen vertiefte Kenntnisse des Algebro-Differentialgleichungs(ADGL)-Systems und deren Zusammenspiel mit Lösern erforderlich sind. Dies würde die Vorteile der gleichungsbasierten Modellierung (z.B. mit Modelica) aufheben. Gleichzeitig kann die Optimierung von komplexen Modellen, die beispielsweise externe Programme nutzen (in dieser Arbeit Stoffdatenbibliothek), zu fehlerbehafteten und sehr zeitaufwendigen Optimierungsprozessen führen.

Zusammenfassung des Forschungsbedarfs

Mit Hilfe der vorherigen *Status-quo*-Übersicht lässt sich der Forschungsbedarf im Bereich der dynamischen Optimierung von CO₂-Klimaanlagen wie folgt zusammenfassen:

- Detaillierte Untersuchungen der Stillstandsklimatisierung mit einem Speicherverdampfer sind bislang wissenschaftlich nicht veröffentlicht worden. Gleichmaßen sind die Einflüsse auf die Systemleistungsziffer durch einen steuerbaren Niederdrucksammler im CO₂-Kältekreislauf nicht bekannt.
- Die bisherigen Modelle von Kältekreislaufkomponenten konzentrierten sich entweder auf die Reglerkonzeptionierung (MIL) und den Reglertest (HIL) oder auf die Systemkonzeptionierung der Anlage. Eine Modellierungstechnik, die die Vorteile dieser drei Gebiete vereint, um die Anforderungen der dynamischen Optimierung (z.B. Schnelligkeit und Genauigkeit der Simulationsergebnisse) zu erfüllen, ist nicht vorhanden.
- Die bisherigen Ansätze der dynamischen Optimierung technischer Systeme sind zwar numerisch effizient, benötigen aber viel numerische Erfahrung und vertiefte Kenntnisse des aus dem Modell entstandenen ADGL-Systems. Eine genauere Beschreibung des ADGL-Systems ist nicht immer möglich (z.B. bei kompilierten Modelica-Modellen) und kann zu fehlerbehafteten und zeitaufwendigen Koppelungsprozessen zwischen dem Optimierungstool und den komplexen Modellen führen.

Ausgehend von diesem Forschungsbedarf werden die Ziele und die Vorgehensweise dieser Arbeit im nächsten Abschnitt aufgestellt.

1.3 Ziele der Arbeit und Vorgehensweise

Ziele der Arbeit

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit Ansätzen der Simulations- und Optimierungstechnik von mobilen CO₂-Klimaanlagen mit innovativen Komponenten. Die Ziele lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Dynamische Optimierung für die Identifikation der optimalen Steuerung des Speicherverdampfers und des steuerbaren Niederdrucksammlers bei Betriebsbedingungen der mobilen Anwendungen.
- Verbesserung der Modellierungstechnik für eine vereinfachte Modellerstellung und Simulation des Speicherverdampfers und des steuerbaren Niederdrucksammlers.
- Entwicklung einer modellentwicklerfreundlichen Optimierungsbibliothek durch Auswahl effizienter Optimierungsalgorithmen.

Vorgehensweise

Die Komponenten Verdampfer und Sammler der neuen Modelica-Komponentenbibliothek TIL (Richter 2008) werden für die physikalische Abbildung eines Speicherverdampfers und eines steuerbaren Niederdrucksammlers erweitert. Beide Komponenten spielen eine entscheidende Rolle bei der Klimatisierung in kritischen Zuständen, wie beispielsweise im Fahrzeugstillstand. Sie werden in dieser Arbeit durch die dynamische Modellierung der thermophysikalischen Eigenschaften anhand von Betriebspunkt-Diagrammen und identifizierten dynamischen Effekten (z.B. Trocknungsvorgang des Speicherverdampfers) betrachtet. Dies verkürzt die Rechenzeit, ohne die Modellgenauigkeit erheblich zu beeinflussen.

Eine Erstmodellversion der luftseitigen Komponenten für die Fahrzeugklimatisierung ist für TIL entwickelt worden. Komponenten wie Gebläse, Luftkanäle und Fahrgastzelle werden modelliert. Der Modellierungsansatz beruht auf der Arbeit von Tegethoff. Die Komponenten werden benutzt, um die Fahrgastzellenbedingungen während des Pkw-Stillstands zu untersuchen.

Zur Bestimmung von Modellparametern werden vorhandene Messdaten benutzt. Zur Verfügung stehen dabei Messdaten einer Fahrgastzelle eines Pkws des A-Segments, von Speicherverdampfern und von Niederdrucksammlern, wobei es sich bei dem letzten Bauteil nicht um einen steuerbaren Niederdrucksammler handelt. Für den Niederdrucksammler werden allerdings Messungen für verschiedene Ölbohrungsdurchmesser durchgeführt, was zum Verständnis des steuerbaren Niederdrucksammlers beiträgt.

Neben der Modellbildung des dynamischen Verhaltens der innovativen Bauteile ist eine optimale Steuerung ebenso von Interesse. Daher werden die dynamischen Modelle in einer modellbasierten Steuerungsentwicklung auf Basis der dynamischen Optimierung angewandt. Hierbei können die Ergebnisse der dynamischen Optimierung ein Ausgangspunkt sein, um das Energiemanagement beispielsweise in der Stillstandsklimatisierung von Fahrzeugen optimal zu gestalten. Es werden Stand der Technik und moderne gradientenfreie Optimierungsalgorithmen in einer C/C++-Klassenbibliothek für die dynamische Optimierung vorgestellt.

1.4 Aufbau der Arbeit

Der Aufbau dieser Arbeit orientiert sich an dem Flussdiagramm für die Optimierung innovativer Systeme (s. Anhang A) und wird in acht Kapiteln dokumentiert.

In Kapitel 2 werden die innovativen Komponenten Speicherverdampfer und steuerbarer Niederdrucksammler erörtert. Hierbei soll sowohl eine theoretische Grundlage über die Funktionalität und den Anwendungsbereich, als auch eine primäre Identifikation der Optimierungspotentiale der beiden Komponenten aufgezeigt werden.

Kapitel 3 beschreibt die Modellerstellung für die simulative Untersuchung und Optimierung der beiden Komponenten. Das Wärmeübertrager- und das Sammlermodell der Modelica-Bibliothek TIL (Richter 2008) werden herangezogen und erweitert. Ein neuartiger Modellierungsansatz für die Anwendung in einer modellbasierten Optimierung wird präsentiert. Dieses Kapitel widmet sich der thermodynamischen (Energie- und Transportsätze) und physikalisch motivierten (Betriebspunkt-Diagramme) Beschreibung der innovativen Komponenten Speicherverdampfer und steuerbarer Niederdrucksammler.

Kapitel 4 beschreibt die Methode für die experimentelle Kalibrierung von Modelica-Modellen für die Anwendung bei einer dynamischen Optimierungsrechnung. Die für diese Arbeit relevanten Optimierungsalgorithmen werden eingeführt und die Modelle anhand bestehender Messdaten kalibriert.

In Kapitel 5 werden die kalibrierten Modelle eingesetzt, um deren dynamisches Verhalten zu simulieren.

In Kapitel 6 wird eine Optimierungsbibliothek für die gradientenfreie dynamische Optimierung von Modelica-Modellen eingeführt. Hier werden relevante Aspekte der dynamischen Optimierung für die Fahrzeugklimatisierungsapplikation betrachtet. Für die Überprüfung der Bibliothek wird ein einfaches thermodynamisches Testproblem angewandt, welches eine Einführung zu praxisnahen Applikationen in Kapitel 7 darstellt.

In Kapitel 7 wird die optimale Steuerung der beiden Komponenten vorgestellt. Die Optimierungsergebnisse werden ausführlich diskutiert.

In Kapitel 8 werden sowohl die Zusammenfassung dieser Arbeit als auch ein Ausblick über künftige Weiterentwicklungen gegeben.

Kapitel 2

Grundlagen der innovativen Komponenten für mobile CO₂-Klimaanlagen

Innovative Komponenten können die Umweltfreundlichkeit und die Effizienz von mobilen CO₂-Klimaanlagen erheblich steigern. Zwei Beispiele dieser Komponenten sind hierbei der Speicherverdampfer und der steuerbare Niederdrucksammler. Ein Speicherverdampfer kann beispielsweise bei der Stillstandsklimatisierung mit autarken Klimatisierungssystemen eingesetzt werden. Ein steuerbarer Niederdrucksammler kommt z.B. in einem CO₂-Kältekreislauf zum Einsatz, um Verdichtungsendtemperatur und Effizienz der Anlage zu steuern. In diesem Kapitel werden die Komponenten Speicherverdampfer und steuerbarer Niederdrucksammler erläutert und deren Funktionsweise und Optimierungspotentiale identifiziert. Eine konkrete Formulierung der dynamischen Optimierungsaufgaben ist am Ende dieses Kapitels gegeben.

2.1 Speicherverdampfer

Unter Speicherverdampfern versteht man diejenigen Verdampfer, die die latente Wärme von Phasenübergangsmaterialien nutzen. Phasenübergangsmaterialien (in der englischsprachigen Literatur PCM, phase change material) werden in den verschiedensten Bereichen eingesetzt, um die gespeicherte latente Energie für Klimatisierungszwecke auszunutzen. Ein weitverbreiteter stationärer Anwendungsbereich ist die Gebäudeklimatisierung (vgl. Mehling 2006, 2004). Die Anwendung von Phasenübergangsmaterialien in der mobilen Anwendung wie der Fahrzeugklimatisierung entstand durch die Start-Stopp-Funktionalität von Hybridfahrzeugen (Heckenberger 2007; Guyonvarch 2006). Mit der Start-Stopp-Funktionalität sollen überflüssiger Kraftstoffverbrauch und dementsprechend Treibhausgas-Emissionen während des Pkw-Leerlaufs wie beispielsweise an der Ampel vermindert werden. Die Start-Stopp-Funktionalität von Micro-Hybridfahrzeugen (s. Heckenberger 2007) führt zu einer Komforteinschränkung, da der riemengetriebene Verdichter bei abgeschaltetem Verbrennungsmotor nicht arbeitet. Ein Lösungsansatz für die Behebung der Komforteinschränkung während der Start-

Stopp-Funktionalität ist die Anwendung eines Phasenübergangsmaterials im Verdampfer, das Wärme aus der Luft während der Start-Stopp-Funktionalität entziehen soll und dadurch die Fahrgastzellentemperatur aufrechterhält. Damit ist die Klimatisierung der Fahrgastzelle während des Pkw-Stillstands unabhängig vom Verbrennungsmotor, was dem Prinzip eines autarken bzw. autonomen Klimatisierungssystems entspricht (vgl. Manski u. a. 2006; Vollmer u. a. 2004).

2.1.1 Speicherverdampferprototyp

Verschiedene Konzepte von Speicherverdampferprototypen werden untersucht und weiterentwickelt. Haller u. a. (2007) beschreiben verschiedene Techniken, wie das Speicher material in die Verdampferrohre eingesetzt werden kann. Grossmann u. a. (2007) schlagen demgegenüber die Konstruktion eines Speicherverdampfers lediglich durch die Erweiterung eines handelsüblichen Pkw-Verdampfers mit einer dritten Ebene, in dem das Phasenübergangsmaterial eingebaut ist, vor (s. Abbildung 2.1). Es handelt sich hierbei um einen Kreuzstrom-Flachrohrwärmeübertrager (MPET: multiple port extruded tubes). Der Name Kreuzstrom entstand durch die perpendikuläre Strömungsrichtung der beiden Fluidströme (Luft und Kältemittel CO₂). Der Wärmeübertrager besitzt zwei Behältersätze (two tanks), um das Kältemittel durch die Flachrohre zu leiten. Das Phasenübergangsmaterial wird in ein Rohr-in-Rohr-System in den Pkw-Verdampfer eingesetzt (Heckenberger 2007). Das innere Rohr wird mit Kältemittel durchströmt, während der Raum zwischen Innen- und Außenrohr (s. Abbildung 2.1) mit einem Phasenübergangsmaterial gefüllt ist.

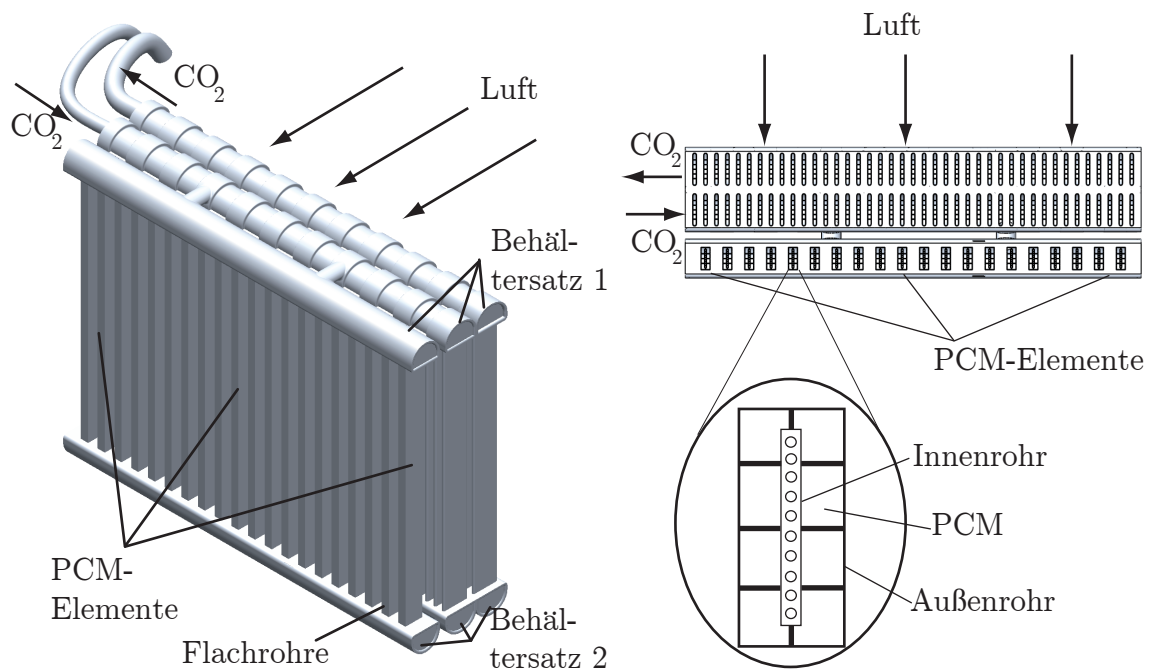


Abbildung 2.1: Links: Speicherverdampfer-Prototyp aus Grossmann u. a. (2007). Rechts: Schnitt durch den Speicherverdampfer und Konstruktionsdetail des PCM-Elements.

Ein Speicherverdampfer soll wenig Zusatz-Bauraum in einem Klimagerät beanspruchen. Der Prototyp beispielsweise aus Abbildung 2.1 benötigt im Vergleich zu einem handelsüblichen Verdampfer nur geringfügig mehr Bauraum und passt dadurch in die meisten derzeit existierenden Klimageräte (Heckenberger 2007). Im Rahmen dieser Arbeit wird ein mathematisches Modell eines Speicherverdampfers im Hinblick auf die Entwicklung einer optimalen Steuerungsstrategie für die Aufrechterhaltung des thermischen Komforts während des Pkw-Stillstands implementiert. Ein wichtiger Aspekt bei der Modellerstellung ist die Beschreibung der Geometrie des Verdampfers. Für die Anwendung in einer dynamischen Optimierung ist eine geeignete vereinfachte Beschreibung der Geometrie sehr wichtig. Diese geeignete Beschreibung sollte sich an der Charakterisierung der Wärme- und Impulsübertragungsmechanismen anhand charakteristischer Größen orientieren. Köhler (2003b) und Polifke u. Kopitz (2005) geben einen guten Überblick über die charakteristischen Größen von geometrischen Grundformen. Ein vereinfachter Satz der geometrischen Größen wird in Anhang B näher erläutert.

2.1.2 Leistungsbedarf in der Stillstandsklimatisierung

Ein erster Schritt für die Durchführung einer dynamischen Optimierung ist die Identifikation der sensitiven Prozessgrößen des zu optimierenden Systems (Marquardt 2003). Mit den sensitiven Prozessgrößen sind die Prozessgrößen gemeint, die für die Prozessführung relevant sind und dadurch ein erhöhtes Optimierungspotential darstellen. In diesem Abschnitt werden Prozessgrößen während des Pkw-Stillstands identifiziert. Die erste zu identifizierende Prozessgröße ist die Kälteleistung. Brandes u. a. (2006) und Vollmer u. a. (2004) führten Untersuchungen zum Kälteleistungsbedarf eines Pkws im Stillstand durch. Eine genaue Beschreibung des Kühlleistungsbedarfs ist nicht immer leicht ermittelbar und hängt von vielen Faktoren wie Wetterbedingungen, Pkw-Typ und Anzahl der Insassen ab. Diese Faktoren lassen sich in Tabelle 2.1 in zwei Szenarien darstellen.

Da sich die Szenarien aus Tabelle 2.1 auf extreme Situationen beziehen, wird für den Leistungsbedarf während des Pkw-Stillstands von einem gemittelten Wert des Kälteleistungsbedarfs $\dot{Q}_{still} = 2.7 [kW]$ beider Szenarien ausgegangen. Mit Hilfe des gemittelten Kälteleistungsbedarfs ist es möglich, eine Aussage über die Phasenübergangsmaterialmasse zu treffen (vgl. Abschnitt 2.1.4), die in späteren Abschnitten bei der dynamischen Optimierung mit dem Speicherverdampfermodell eingesetzt wird.

Tabelle 2.1: Kälteleistungsbedarf eines Pkws für zwei extreme Szenarien während des Stillstands. Die Szenarien beschreiben Wetterbedingungen und Anzahl der Insassen.

Beschreibung	Szenario	
	①	②
Wetter	heißer Sommertag, wolkenloser Himmel	heißer Sommertag, bedeckter Himmel
Anzahl der Insassen	5	2
Solare Wärmestrahlung	1.25 [kW]	0.75 [kW]
Wärmeabgabe der Insassen		
Sensibler Anteil	0.4 [kW]	0.15 [kW]
Latenter Anteil	0.5 [kW]	0.2 [kW]
Wärmeabgabe durch die Karosserie ⁶	1.1 [kW]	
Gesamt	3.3 [kW]	2.2 [kW]

Neben der Kälteleistung ist für das Pkw-Energiemanagement während des Stillstands die elektrische Leistung von großer Bedeutung. Vollmer u. a. (2004) stellen den Bedarf der elektrischen Leistung für ein autarkes Klimasystem dar. Dieser Bedarf ist in Abbildung 2.2 dargestellt. Anhand Abbildung 2.2 ist zu erkennen, dass der Verbrauch der Gebläse bei über 70 % der elektrischen Leistung liegt, während alle anderen Komponenten unter 30 % dieses Bedarfs verbrauchen.

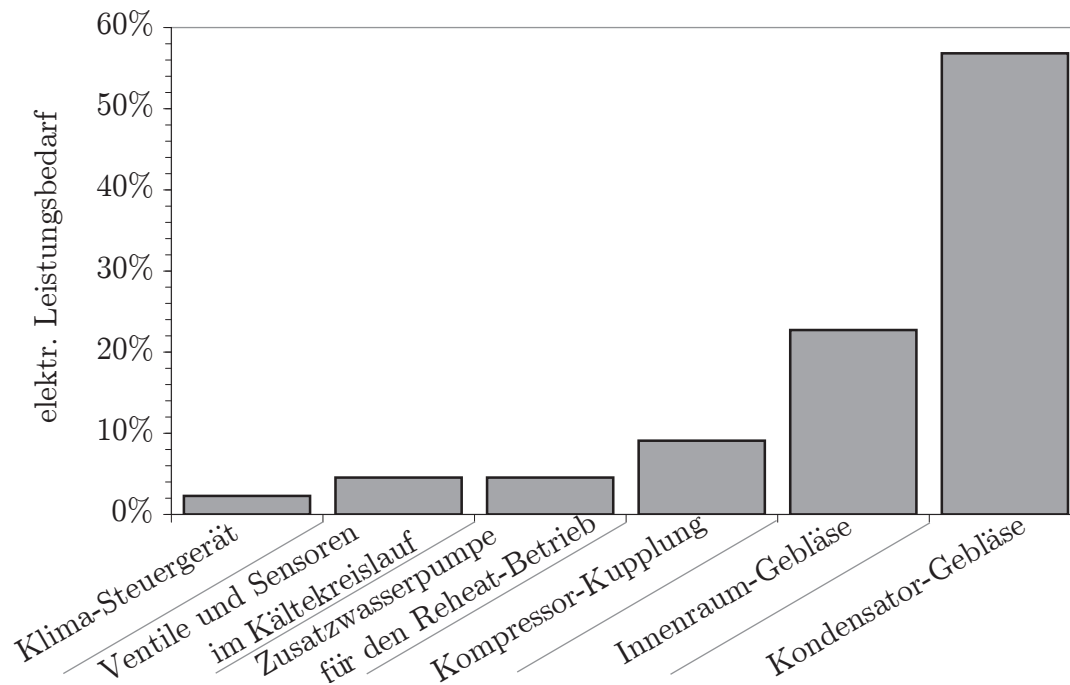


Abbildung 2.2: Elektrischer Leistungsbedarf eines Klimasystems während des Stillstands, aus Vollmer u. a. (2004).

⁶Annahme $kA \approx 75$ [W/K] und Temperaturdifferenz zwischen Umgebung und Innenraum von 15 [K].

Eine Strategie für die Minimierung des Kondensator-Gebläse-Verbrauchs ist beispielsweise die Senkung des luftseitigen Druckabfalls durch die Berechnung von optimalen Louver-Winkeln der Lamellen des Kondensators (vgl. Correia u. a. 2007). Für die Minimierung des elektrischen Verbrauchs des Innenraum-Gebläses können beispielsweise Gebläse mit veränderbaren Drehzahlen zum Einsatz kommen. Ein solches Gebläse wird im Rahmen dieser Arbeit eingesetzt, um eine verbrauchs- und regeltechnisch optimale Steuerung des Innenraum-Gebläses während des Pkw-Stillstands offline zu untersuchen, da dieses Nebenaggregat sowie das Kondensator-Gebläse eine bedeutende Rolle im Energiemanagement des Pkw-Stillstands spielen (s. Abbildung 2.2).

2.1.3 Stillstandszeiten

Für die Entwicklung analytischer Regelungsstrategien, basierend auf dynamischer Optimierung, ist die Ermittlung des Steuerungszeithorizonts für die Prädiktion des zu steuernden Systems notwendig (s. z.B. Kok u. a. 2007; Findeisen u. a. 2001). Beim Speicherverdampfer ist der maximale Steuerungszeithorizont auf die Stillstandszeit des Pkws beschränkt. Eine allgemeingültige Stillstandszeit für die mobile Anwendung lässt sich sehr schwer definieren. Um sich einem realitätsnahen Richtwert anzunähern, können dafür statistische Untersuchungen durchgeführt werden. Eine Untersuchung dieser Art für Verkehrsbedingungen im Großraum Stuttgart wurde von Fried u. a. (2001) veröffentlicht (s. Abbildung 2.3).

Diese Studie hat im Vergleich zu synthetisch generierten Fahrzyklen (z.B. NEFZ-Neuer Europäischer Fahrzyklus, s. Anhang D) den Vorteil, dass sie dem realen Fahrverhalten nähersteht. Sie wird deshalb in dieser Arbeit als Ausgangspunkt für die Bestimmung der Stillstandszeit bevorzugt. Für diese statistische Studie diente eine Strecke von 60 *km* als Referenz. Für die Ermittlung der statistischen Daten wurde die Strecke mit verschiedenen Fahrern und zu unterschiedlicher Uhrzeit insgesamt 100-mal gefahren. Die Fahrer sind pro Strecke im Durchschnitt 38-mal in den Stillstand geraten. Die Häufigkeit der Stillstandszeiten ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Daraus lässt sich schließen, dass ca. 90 % der Stillstandszeiten kürzer als 40 *s* sind. Dieser Wert kann je nach Fahrzeugtyp und Fahrzeughersteller unterschiedlich sein. Er wird jedoch im Rahmen dieser Arbeit als Referenz-Stillstandszeit für die dynamische Optimierung angenommen ($t_{still} = 40 \text{ s}$).

2.1.4 Identifikation des Phasenübergangsmaterials

In diesem Abschnitt werden sowohl das Phasenübergangsmaterial als auch die notwendige Materialmasse für die Fahrzeugklimatisierung im Stillstand mit dem Speicherverdampfer identifiziert. Die Phasenübergangstemperatur soll für die Anwendung in der Fahrzeugklimatisierung zwischen 2 und 7 °C liegen, um beispielsweise die Vereisungsproblematik des Verdampfers zu vermeiden (s. z.B. Albert u. a. 2008; Welling u. a. 2008). Es wird von einem fest-flüssigen Phasenübergangsmaterial ausgegangen, da dieses für die Fahrzeugklimatisierung einfach zu handhaben ist (s. Manski u. a. 2006).

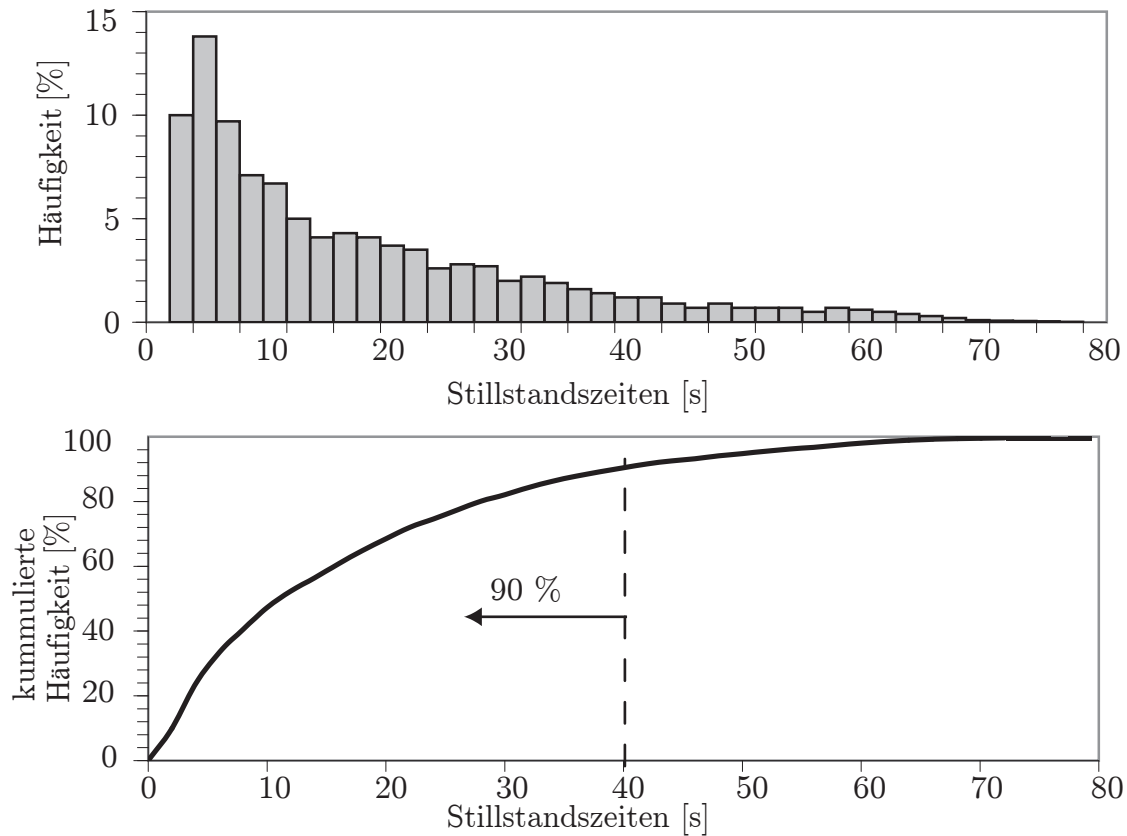


Abbildung 2.3: Häufigkeit der Stillstandszeiten bei realen Verkehrsbedingungen nach Fried u. a. (2001).

Eine Klassifizierung der fest-flüssigen Phasenübergangsmaterialien für diesen Temperaturbereich ist in (Abhat 1983) und (Zalba u. Mehling 2003) zu finden und wird in Abbildung 2.4 zusammengefasst dargestellt.

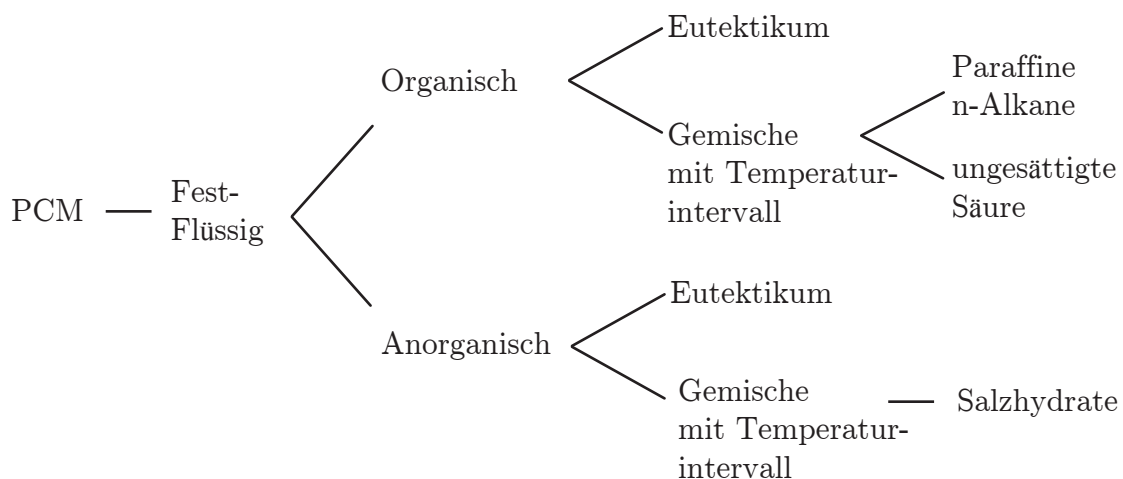


Abbildung 2.4: Klassifizierung der Phasenübergangsmaterialien (s. Zalba u. Mehling 2003; Abhat 1983).

Im Wesentlichen unterscheiden sich die PCMs in organische und anorganische Substanzen. Diese wiederum unterteilen sich jeweils in eutektische Gemische (Eutektikum) mit einer definierten Schmelztemperatur und Gemische mit einem Temperaturintervall. Ein anderer zu betrachtender Aspekt der Phasenübergangsmaterialien ist die Korrosivität insbesondere Metallen gegenüber. Cabeza u. a. (2005) führten Untersuchungen über Korrosivität von Salzhydraten durch und stellten fest, dass diese PCMs eine hohe Korrosivität Aluminium und Stahl gegenüber aufweisen und deswegen die Anwendung mit diesen Metallen als ungeeignet erscheint. Dies ist bei paraffinartigen Materialien nicht der Fall, da diese praktisch chemisch inert sind (Rubitherm-GmbH 2008). Unter Berücksichtigung der erwähnten Eigenschaft, wird für die Anwendung in dieser Arbeit davon ausgegangen, dass sich ein paraffinartiges Phasenübergangsmaterial gut eignet. In Abbildung 2.5 ist der Phasenübergang eines reinen Latentmediums und eines paraffinartigen Gemisches in einem Temperatur-Enthalpie-Diagramm schematisch dargestellt (vgl. Glück 2006; Hiebler 2006).

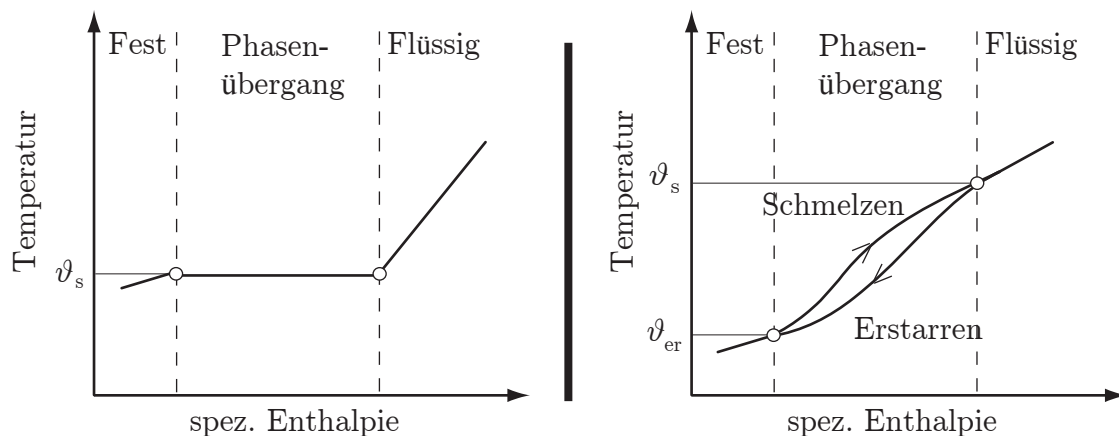


Abbildung 2.5: Links: Schematische Darstellung des Temperatur-Enthalpie-Diagramms eines Reinstoffs. Rechts: Phasenübergangsvorgang eines Mehrstoffsystems mit Hysterese (s. Glück 2006; Hiebler 2006).

Beim Reinstoff ist eine definierte Phasenübergangstemperatur zu beobachten. Im Gegenteil dazu ist für ein reales Gemisch, beispielsweise aus langkettigen Paraffinen, eine Hysterese zu erwarten (Glück 2006). Es bildet sich hierbei ein Temperaturintervall während des Phasenübergangs. Durch dieses Verhalten gilt der Phasenübergang als Prozessgröße, da der Schmelzvorgang bzw. der Erstarrungsvorgang wegeabhängig sind. Ein vereinfachter Modellierungsansatz für die Abbildung der Hysterese des Latentmediums wird in Abschnitt 3.1.1 näher betrachtet.

In Tabelle 2.2 sind Herstellerdaten⁷ zweier handelsüblicher Latentmedien auf Paraffin-Basis zusammengefasst. Beim Vergleich der Schmelz- und Erstarrungstemperatur wird deutlich, dass die Problematik mit der Verdampfervereisung bei einem paraffinbasierten Latentmedium überwunden ist. Andere Probleme wie eine niedrige Wärmeleitfähigkeit von $\lambda = 0,2 \text{ W/mK}$ treten hingegen auf. Dieser Wert entspricht ei-

⁷Daten aus dem Katalog der Fa. Rubitherm-GmbH <http://www.rubitherm.de>.

nem ca. 1000-mal kleineren Faktor als der Wert von Aluminium $\lambda = 215 \text{ W/mK}$, dem Grundbaumaterial eines Pkw-Verdampfers. Bei ungünstig eingesetztem Paraffin (dicke Schichten) kann es dazu kommen, dass eine Aufladung bzw. eine Wiedererstarung des Latentmediums nach dem Stillstand durch den hohen Wärmeleitwiderstand ineffizient verläuft. Hierbei kann bei der geometrischen Auslegung ein hohes Optimierungspotential identifiziert werden. Da diese Arbeit sich mit einer dynamischen Optimierung des gesamten Stillstandsklimatisierungsprozesses beschäftigt, bleibt diese Untersuchung zukünftigen Forschungsarbeiten vorbehalten.

Tabelle 2.2: Thermophysikalische Eigenschaften zweier handelsüblicher Latentwärmespeichermaterialien auf Paraffin-Basis.

Thermophysikalische Größe	Bezeichnung	Paraffin		Einheit
		RT-2	RT-5	
Schmelztemperatur	ϑ_s	6	7	$[\text{°C}]$
Erstarrungstemperatur	ϑ_{er}	2	5	$[\text{°C}]$
Schmelzenthalpie	Δh_s	189	131	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right]$
Dichte (flüssig)	ϱ_{fl}	770	770	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$
Dichte (fest)	ϱ_f	860	860	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$
Spez. Wärmekapazität (flüssig) (bei konst. Druck)	c_{pfl}	2.4	2.4	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right]$
Spez. Wärmekapazität (fest) (bei konst. Druck)	c_{pf}	1.8	1.8	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right]$
Wärmeleitfähigkeit	λ	0.2	0.2	$\left[\frac{\text{W}}{\text{mK}}\right]$

Mit der erforderlichen Kälteleistung im Stillstand (vgl. Abschnitt 2.1.2), der Stillstandszeit (vgl. Abschnitt 2.1.3) und den thermophysikalischen Eigenschaften des Latentspeichermediums (Tabelle 2.2) lässt sich die Phasenübergangsmaterial-Menge für die Stillstandsklimatisierung bestimmen. Das Kontrollvolumen des PCM-Materials in einem Speicherverdampfer-Prototyp ist in Abbildung 2.6 aufgezeigt.

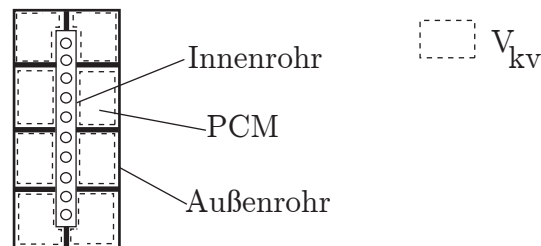


Abbildung 2.6: Kontrollvolumen des PCM-Materials.

Beim Aufstellen des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik (s. z.B. Köhler 2003a) in der instationären Form für das geschlossene System aus Abbildung 2.6:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_{kv}} \varrho \left(u + \frac{w^2}{2} + \Psi \right) dV_{kv} = \dot{Q}_{still} - p_u \cdot \frac{dV_{kv}}{dt} \quad (2.1)$$

ist es möglich, die PCM-Masse zu bestimmen. Die Dichte des PCM ist ρ und u entspricht der spezifischen inneren Energie des PCM mit:

$$u = h - p_u \cdot v, \quad (2.2)$$

wobei h der spezifischen Enthalpie und v dem spezifischen Volumen bei Umgebungsdruck p_u des PCMs entsprechen. Unter der Voraussetzung, dass sich die kinetische und die potentielle Energie der sich zwischen Außen- und Innenrohr befindenden Latentwärmespeicher während des Schmelzvorgangs nicht ändern ($w = 0$, $\Psi = 0$) gilt:

$$m_{PCM} \cdot \int_0^e (dh - p_u dv) = \int_{t_0}^{t_{still}} \dot{Q}_{still} \cdot dt - \int_0^e p_u \cdot dV_{kv}, \quad (2.3)$$

wobei m_{PCM} der gesuchten PCM-Masse entspricht. Die Integrationsgrenzen sind die Zustände des Phasenübergangsmaterials bei Anfang (0) und Ende (e) der Stillstandsklimatisierung. Die erforderliche Kälteleistung für die Stillstandsklimatisierung ist \dot{Q}_{still} , welche in Abschnitt 2.1.2 betrachtet wurde. Die Integrationsgrenze t_{still} entspricht der Stillstandszeit (s. Abschnitt 2.1.3). Für den Fall, dass das Kontrollvolumen V_{kv} um das PCM gesetzt wird gilt: $m_{PCM} \cdot p_u dv = p_u \cdot dV_{kv}$ und die Gleichung 2.3 vereinfacht sich zu:

$$m_{PCM} = \frac{\dot{Q}_{still} \cdot \int_{t_0}^{t_{still}} dt}{\int_0^e dh}. \quad (2.4)$$

Die Zustandsänderung dh des homogenen Speichermaterials (ohne Phasenwechsel) während des Pkw-Stillstands kann mit Hilfe der thermodynamischen Zustandsfunktion in der extensiven Form in Abhängigkeit von Temperatur, Druck und Molmenge ausgedrückt werden:

$$dH = nC_p dT + \left\{ V - T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_{p, n_j} \right\} dp + \sum_k \left\{ \mu_k - T \left(\frac{\partial \mu_k}{\partial T} \right)_{p, n_j} \right\} dn_k. \quad (2.5)$$

Ändern sich der Druck $dp = 0$ und die Molmenge der Komponenten k im PCM-Gemisch $dn_k = 0$ nicht, kann die spezifische Enthalpieänderung des PCMs aus Gleichung 2.5 hergeleitet werden:

$$dH = nC_p dT \quad \text{bzw.} \quad dh = c_p dT \quad (\text{Intensive Form}). \quad (2.6)$$

Betrachtet man beispielsweise nur den Schmelzvorgang des paraffinartigen Materials RT-2 aus Tabelle 2.2, gilt die Gleichung 2.6 nicht und die Enthalpieänderung des PCMs wird wie folgt berechnet:

$$\int_0^e dh = \Delta h_s. \quad (2.7)$$

Mit dieser Zustandsänderung ist eine PCM-Masse von ca. $m_{PCM} = 0.57 \text{ kg}$ erforderlich, um den Kühlkomfort während der Stillstandsklimatisierung zu gewährleisten. Da

der sensible Wärmeanteil mitberücksichtigt werden soll, wird Gleichung 2.7 wie folgt erweitert:

$$\int_0^e dh = \int_{T_0}^{T_s} c_{pf} \cdot dT + \Delta h_s + \int_{T_{er}}^{T_e} c_{pfl} \cdot dT, \quad (2.8)$$

wobei die Integrationsgrenzen T_s und T_{er} der Schmelztemperatur bzw. der Erstarrungstemperatur des Latentmediums entsprechen (s. Abbildung 2.5). Die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck des Phasenübergangsmaterials im festen Zustand ist durch c_{pf} gekennzeichnet. Die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck des Phasenübergangsmaterials im flüssigen Zustand ist c_{pfl} . Die Temperaturen T_0 und T_e sind die Temperaturen des PCMs vor bzw. nach dem Phasenübergang. Der Endzustand e wird anhand der Schwülgrenztemperatur der Luft bestimmt. Die Schwülgrenztemperatur der Luft bei der Geruchsbildung entstehen kann, wird bei einer relativen Feuchte von $\varphi = 100 \%$ (Luftfeuchte am Verdampferaustritt) bei $15 \text{ }^\circ\text{C}$ (Heckenberger 2007) festgelegt. Für die Reglerkonzeptionierung wird diese Grenze auf $11 \text{ }^\circ\text{C}$ herabgesetzt. Mit Hilfe dieser Information und der Gleichung 2.8 kann die PCM-Masse auf ca. $m_{PCM} = 0.38 \text{ kg}$ verringert werden. Diese PCM-Masse wird von hieran für die Modellierung des Speicherverdampfers, die in Abschnitt 3.1 beschrieben ist, angenommen.

2.2 Steuerbarer Niederdrucksammler

In den Abbildungen 2.7 und 2.8 sind das Schaltbild-Diagramm bzw. das Mollierdiagramm (Druck-Enthalpie-Diagramm) einer CO₂-Klimaanlage für die mobile Anwendung aufgezeigt. Es wird von einem idealen Kältekreislauf mit innerem Wärmeübertrager und Niederdrucksammler zwischen Verdampfer und innerem Wärmeübertrager (IWÜ) nach Lorentzen u. Pettersen (1993) ausgegangen. Das Kältemittel CO₂ erfährt in dieser Konfiguration folgende Zustandsänderungen:

①→②: Das Kältemittel wird vom Verdampfungsdruck (Niederdruck) auf den Hochdruck isentrop verdichtet. Da der Hochdruck oberhalb des kritischen Punktes (KP) des CO₂ ($p_{krit} = 73.77$ bar, $\vartheta_{krit} = 30.98$ °C) liegt, wird hier von einer transkritischen Prozessführung gesprochen.

②→③: Im Idealfall kühlt sich das transkritische Kältemittel im Gaskühler bis auf die Umgebungstemperatur $\vartheta_u = 40$ °C ab.

③→④: Ideale Unterkühlung bei konstantem Druck des Kältemittels durch den inneren Wärmeübertrager bis 25 °C.

④→⑤: Isenthalpe Expansion im Expansionsventil bis zum Verdampfungsdruck.

⑤→⑥: Isobare Verdampfung des Kältemittels bei konstant niedriger Temperatur. Im Niederdrucksammler ⑥ wird das nicht verdampfte Kältemittel (flüssiges Kältemittel) vom gasförmigen Kältemittel getrennt.

⑥→①: Überhitzung des Kältemittels durch den inneren Wärmeübertrager (IWÜ) beim Verdampfungsdruck bis zur Umgebungstemperatur $\vartheta_u = 40$ °C.

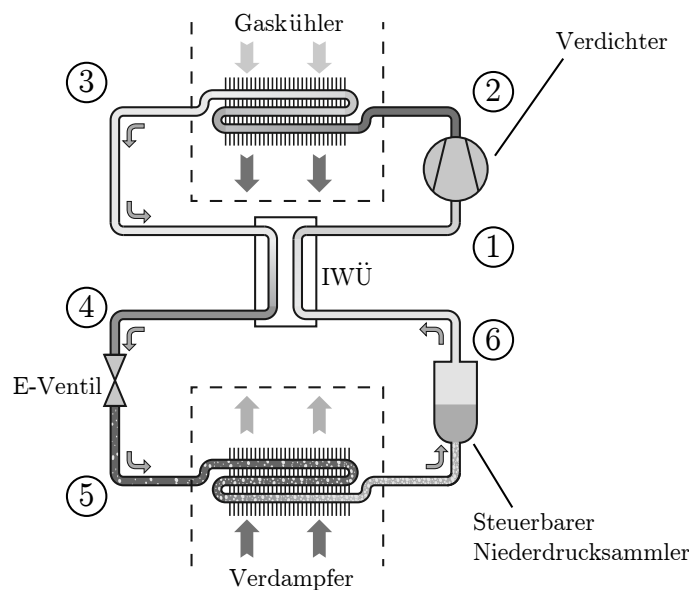


Abbildung 2.7: Schaltbild der CO₂-Klimaanlage für die mobile Anwendung.

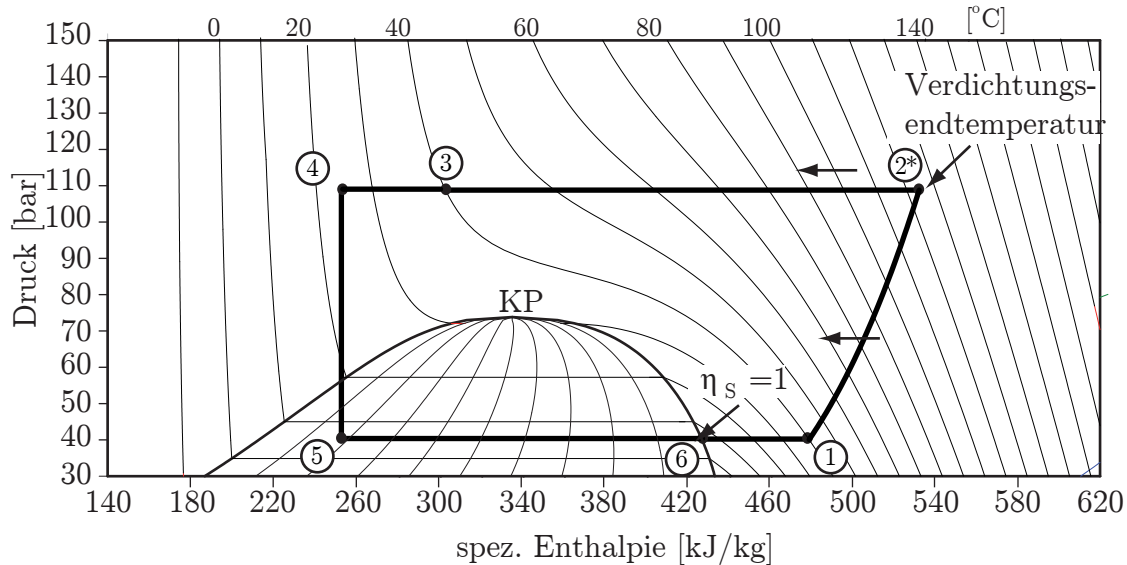


Abbildung 2.8: Druck-Enthalpie-Diagramm des idealen transkritischen CO₂-Kältekreislaufs aus Abbildung 2.7.

In CO₂-Klimaanlagen, wie der in Abbildung 2.7 aufgezeigten, wird der Niederdrucksammler zwischen den inneren Wärmeübertrager (IWÜ) (vgl. Punkt ⑥ in Abbildung 2.7) und den Verdampfer gelegt, um betriebszustandsabhängige Kältemittelverlagerungen zwischen Hochdruck- und Niederdruckseite zu kompensieren und damit eine optimale Systemleistung für die verschiedenen Umgebungsbedingungen zu gewährleisten (Raiser 2005). Für eine niedrige Umgebungstemperatur, bei der das Kältemittel eventuell nicht komplett verdampft ist, kann das überschüssige Kältemittel im Niederdrucksammler gespeichert werden. Zusätzlich wird der Niederdrucksammler so dimensioniert, dass der Kältemittelverlust durch Undichtigkeit, wie beispielsweise an den Verbindungsstellen, der Verdichterwellendichtung und an den Schläuchen, entlang der Systemlebensdauer kompensiert werden kann.

Mit einem steuerbaren Niederdrucksammler ist es möglich, die Austrittsenthalpie bzw. den Austrittsdampfgehalt des Kältemittels durch eine Veränderung des Ölbohrungsdurchmessers zu steuern. Eine mögliche Konfiguration eines steuerbaren Niederdrucksammlers ist in Abbildung 2.9 schematisch dargestellt. Bei Punkt ⑦ tritt das Kältemittel aus dem Verdampfer in den Niederdrucksammler ein. Nicht verdampftes Kältemittel (flüssiges Kältemittel) sammelt sich am Boden des Niederdrucksammlers. Das abgetrennte gasförmige Kältemittel strömt durch den „J“-Rohr-Eingang ein (s. Punkt ⑧). Die Rückführung des Verdichterschmieröls ist durch die Bohrung im „J“-Rohr gewährleistet (Punkt ⑨). Bei Punkt ⑨ mischen sich gasförmiges und flüssiges Kältemittel erneut, was die Enthalpie bzw. den Dampfgehalt am Niederdrucksammleraustritt (Punkt ⑩) bestimmt. Bei einem steuerbaren Niederdrucksammler ist es möglich, durch Änderung des Ölbohrungsdurchmessers den Dampfgehalt am Niederdrucksammleraustritt je nach Einstellung des elektronischen Ventils (e-Ventil) zu erhöhen bzw. zu verringern (s. Abbildung 2.9). Es ist damit möglich, die Endtempe-

ratur der Niederdruckseite im inneren Wärmeübertrager (vgl. Punkt ① in Abbildung 2.8) und dementsprechend die Verdichtungsendtemperatur (vgl. Punkt ②*) zu steuern. Eine Änderung des Dampfgehalts verursacht gleichzeitig eine Änderung der Systemleistungsziffer, wie in Abschnitt 2.2.2 gezeigt wird. Die beiden aufgezeigten Effekte können als neue Funktionalitäten dieser innovativen Komponente charakterisiert werden. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Einflüsse der neuen Funktionalität anhand eines mathematischen Modells (Model-in-the-Loop) auf das Gesamtsystem untersucht.

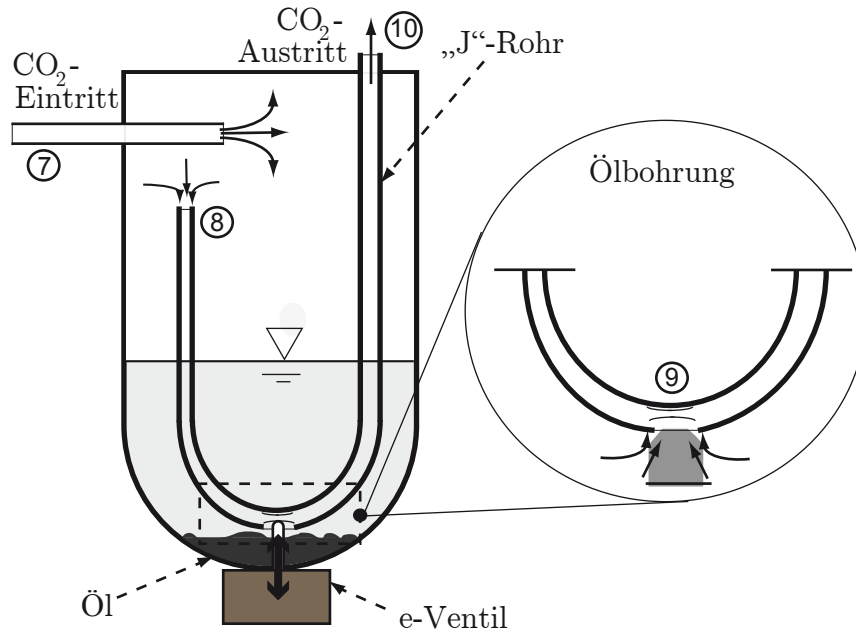


Abbildung 2.9: Prototyp eines steuerbaren Niederdrucksammlers aus (Hirota 2005).

2.2.1 Abscheide-Wirkungsgrad als Stellgröße

Bevor die neuen Funktionalitäten anhand einer Variation des Abscheide-Wirkungsgrads eingeführt werden ist es erforderlich, den Abscheide-Wirkungsgrad eines Niederdrucksammlers zu definieren:

$$\eta_S := \frac{x_{out}}{x''} \quad \text{bzw.} \quad \eta_S := x_{out}, \quad (2.9)$$

wobei x_{out} dem Dampfgehalt am Sammleraustritt (s. Punkt ⑩ in Abbildung 2.9) und $x'' = 1$ dem Dampfgehalt des Kältemittels im gesättigten Dampfzustand entsprechen. Mit Hilfe dieser Bewertungsgröße ist es möglich, den Niederdrucksammler bezüglich seines Abscheide-Wirkungsgrads zu charakterisieren. Wenn beispielsweise der Abscheide-Wirkungsgrad $\eta_s = 1$ beträgt, folgt eine 100%-ige Trennung des flüssigen vom gasförmigen Kältemittel im Niederdrucksammler. Der Abscheide-Wirkungsgrad lässt sich in erster Näherung mit dem Ölbohrungsdurchmesser ϕ folgendermaßen korrelieren: Bei einer geschlossenen Bohrung ($\phi = 0$) weist der Sammler einen Abscheide-Wirkungsgrad von 100 % auf, vorausgesetzt, es strömt kein flüssiges Kältemittel durch das „J“-Rohr

ein. Beim Öffnen der Ölbohrung ($\phi > 0$) mischt sich flüssiges Kältemittel aus dem Sammlerboden mit dem gasförmigen Kältemittel im „J“-Rohr. Demzufolge sinken der Dampfgehalt am Sammleraustritt und daraus folgend der Abscheide-Wirkungsgrad. Die Details dieses Modellierungsansatzes werden anhand eines für die dynamische Optimierung entwickelten Betriebspunkt-Diagramms in Abschnitt 3.2.2 näher dargestellt.

Setzt man den Wirkungsgrad aus Gleichung 2.9 als Stellgröße des CO₂-Kältekreislaufs so ist es möglich, neue Funktionalitäten im Gesamtkältekreislauf zu untersuchen. Im nächsten Abschnitt wird eine Variation dieser Stellgröße für einen typischen CO₂-Kältekreislauf für die mobile Anwendung durchgeführt.

2.2.2 Neue Funktionalitäten im CO₂-Kältekreislauf

Für die Identifikation der Optimierungspotentiale durch eine Variation des Abscheide-Wirkungsgrads eines steuerbaren Niederdrucksammlers, wird eine theoretische Analyse mit einer mobilen CO₂-Klimaanlage unter den in Tabelle 2.3 aufgestellten Randbedingungen durchgeführt.

Tabelle 2.3: Betriebsbedingung der CO₂-Klimaanlage für die mobile Anwendung.

Umgebungstemperatur ϑ [°C]	Verdampfungstemperatur ϑ [°C]	Optimaler Hochdruck p_{hd} [bar]
40	5	108

Es wird von einem idealen Gaskühler ausgegangen, um die Effekte der Variation anschaulich zu machen. Der Druckabfall in den Rohren und den Komponenten der Anlage wird vernachlässigt. Mit der Variation der Stellgröße „Abscheide-Wirkungsgrad“ werden hierbei die Wirkung der zwei neuen Funktionalitäten **Erhöhung der Systemleistungsziffer** und **Verdichterkühlung** aufgezeigt.

Erhöhung der Systemleistungsziffer

Bei der Betrachtung dieser Funktionalität wird zuerst von einem Abscheide-Wirkungsgrad von $\eta_S = 0.95$ (Kreislauf (I) in Abbildung 2.10) und einer isentropen Verdichtung ausgegangen. Die Niederdruckseite des inneren Wärmeübertragers befindet sich im Zweiphasengebiet (s. Zustandsänderung ⑥→① in Abbildung 2.10). Für diese Situation saugt der Verdichter Kältemittel im gesättigten Dampfzustand und komprimiert das Gas isentrop bis zum Zustand ②*. Verbessert sich der Abscheide-Wirkungsgrad auf $\eta_S = 1.0$ (s. Kreislauf (II) in Abbildung 2.10), verschiebt sich der gesamte Kreislauf in Richtung des Gasgebiets. In dieser Situation ist die Niederdruckseite des inneren Wärmeübertragers vollständig im Gasgebiet. Die Unterkühlung bzw. Überhitzung des CO₂ ist bei Situation (II) kleiner als bei Situation (I). Als Folge dieser unterschiedlichen Überhitzungen und Unterkühlungen des inneren Wärmeübertragers, sind unterschiedliche Verschiebungen der Punkte ⑤ und ⑥ im p-h-Diagramm in Abbildung 2.10 zu erwarten. Dieser Unterschied macht sich beim graphischen Vergleich der

Verdampfungsstrecken (I) und (II) bemerkbar (Zustandsänderung ⑤→⑥). Für die Untersuchung dieses Unterschieds auf die Systemleistungsziffer des Kältekreislaufs, sind die Kühlleistung und die Verdichterleistung erforderlich. Die Kühlleistung ist wie folgt berechnet:

$$\Delta \dot{H}_{KM} = \dot{m}_{eff} \cdot (h_6 - h_5), \quad (2.10)$$

wobei sich der vom Verdichter effektiv geforderte Massenstrom \dot{m}_{eff} wie folgt errechnen lässt:

$$\dot{m}_{eff} = \lambda_{eff} \cdot V_{Hub} \cdot n \cdot \varrho(p_s, T_s). \quad (2.11)$$

Der Verdichter-Liefergrad ist λ_{eff} und $\varrho(p_s, T_s)$ entspricht der Kältemitteldichte am Verdichtersaugstutz. Die Größen V_{Hub} und n entsprechen dem Hubvolumen bzw. der Drehzahl des Verdichters.

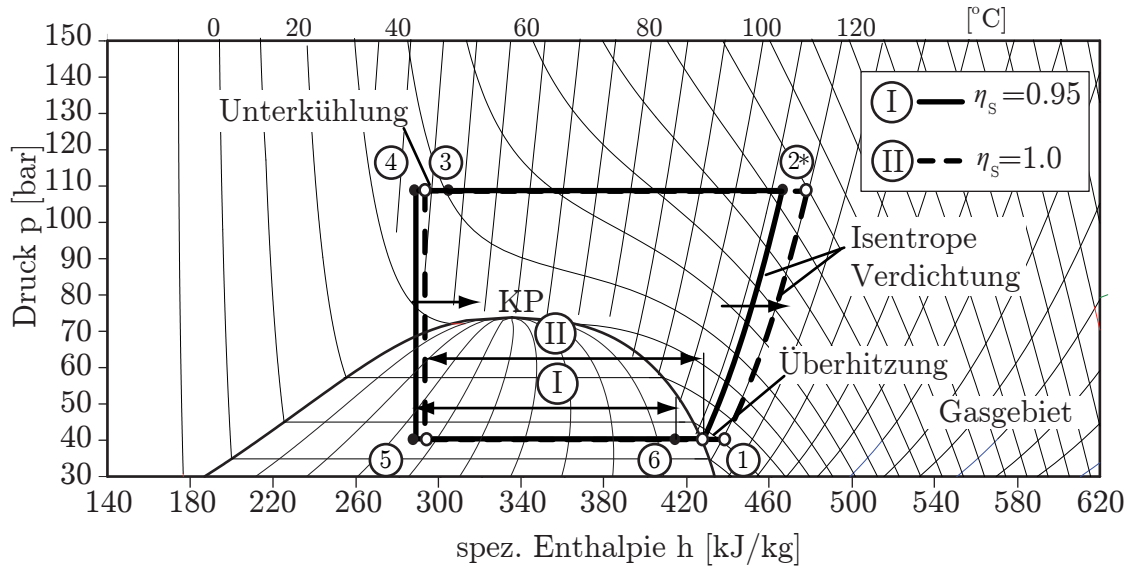


Abbildung 2.10: Änderung des Abscheide-Wirkungsgrads des Niederdrucksammlers.

Die technische Verdichterleistung kann mit Zuhilfenahme des effektiv geforderten Massenstroms wie folgt berechnet werden:

$$\dot{P}_{tech} = \dot{m}_{eff} \cdot (h_2 - h_1). \quad (2.12)$$

Die spezifische Enthalpiedifferenz ($h_2 - h_1$) für die Situationen (I) und (II) ändert sich in erster Näherung nur geringfügig. Die Senkung des effektiv geforderten Kältemittelmassenstroms durch die Dichteabnahme am Verdichtersaugstutz bei Situation (II) wird ebenso vernachlässigt. Die Systemleistungsziffer (COP) ist wie folgt definiert:

$$COP := \frac{\Delta \dot{H}_{KM}}{\dot{P}_{tech}} \quad bzw. \quad COP = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_1}, \quad (2.13)$$

und damit gilt:

$$COP_{(II)} > COP_{(I)} \quad da \quad (h_6 - h_5)_{(II)} > (h_6 - h_5)_{(I)}. \quad (2.14)$$

Dieses Optimierungspotential wird anhand von Simulationen des gesamten Kältekreislaufs mit einem Niederdrucksammlermodell in Abschnitt 5.2 näher untersucht.

Verdichter kühlung

Bei einer realen Anlage kann die Verbesserung des Abscheide-Wirkungsgrads des Sammlers zu einer Erhöhung der Kältemitteltemperatur am Ausgang des inneren Wärmeübertragers (Punkt ①) und damit zu einer Erhöhung der Kältemitteltemperatur am Verdichteraustritt (Punkt ②) führen. Hohe Kältemitteltemperaturen können zur Zersetzung des Schmieröls führen und damit die Lebensdauer des Verdichters kürzen. Die spezifische Enthalpie (und daraus die Temperatur) des Kältemittels am Verdichteraustritt lässt sich anhand des isentropen Verdichterwirkungsgrads folgendermaßen berechnen:

$$\eta_{isen-Verd} = \frac{(h_d)_{s=konsst} - h_s}{h_d - h_s} \quad bzw. \quad \eta_{isen-Verd} = \frac{h_{2^*} - h_1}{h_2 - h_1}, \quad (2.15)$$

wobei h_d und h_s der Enthalpie des Kältemittels am Verdichteraus- bzw. -eintritt entsprechen. Die Enthalpie bei einer isentropen Verdichtung ist in Gleichung 2.15 als $(h_d)_{s=konsst}$ gekennzeichnet. In Abbildung 2.11 ist das Druck-Enthalpie-Diagramm der CO₂-Klimaanlage mit dem verbesserten Abscheide-Wirkungsgrad $\eta_s = 1$ für eine erhöhte Systemleistungsziffer aufgezeigt (vgl. **Erhöhung der Systemleistungsziffer**).

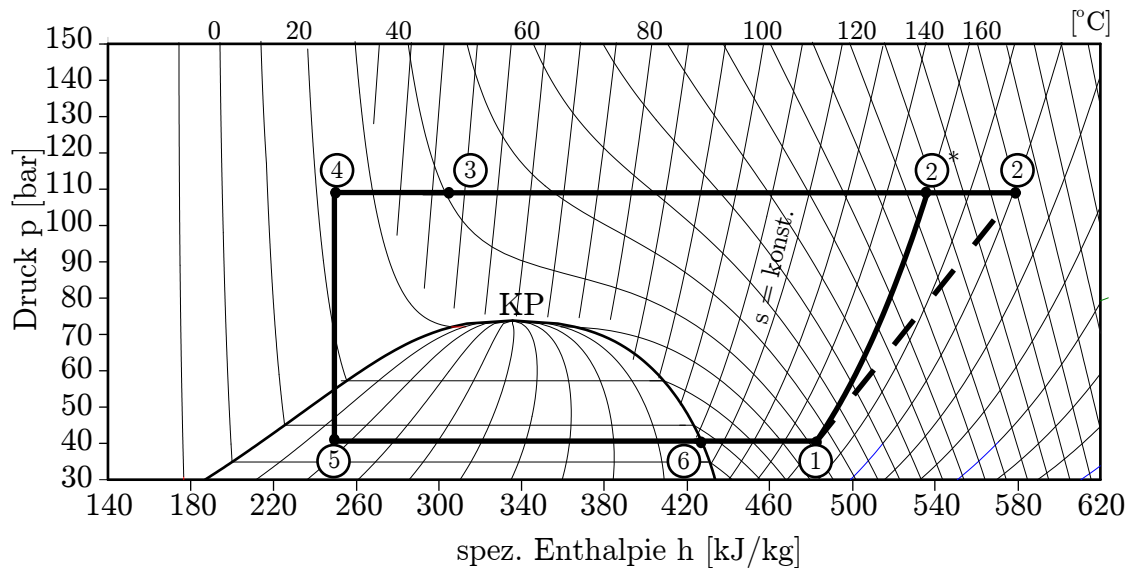


Abbildung 2.11: Höhere Temperatur am Verdichter-Druckstutz.

Bei einer nicht isentropen Verdichtung $\eta_{isen-Verd} < 1$ kann die Kältemitteltemperatur auf kritische Werte ansteigen. In Abbildung 2.11 wird eine Kältemitteltemperatur von

160 °C erreicht (s. Punkt ②). Verdichterschmieröl-Hersteller legen die Schmierölzerersetzungstemperaturen zwischen 140 °C und 180 °C fest (s. Fahl 2002). Eine Verschlechterung des isentropen Wirkungsgrads des Verdichters (Gleichung 2.15) oder eine Erhöhung der Effizienz des inneren Wärmeübertragers kann zu kritischen Situationen führen.

Försterling (2004) untersuchte die Austrittstemperatur am Verdichterdruckstutz für verschiedene Verdichterkonzepte für die mobile Anwendung. Besonders bei CO₂-Klimaanlagen für den Tiefkühltransport können Kältemitteltemperaturen über die Zersetzungstemperatur der Verdichterschmieröle erreicht werden. Für die dynamische Optimierung bildet die Kältemitteltemperatur am Verdichteraustritt eine Zustandsvariablenrestriktion während der Lösung des Optimierungsproblems. Die Betrachtung dieser Restriktionen wird in Abschnitt 6.1.3 detailliert erläutert.

2.3 Formulierung der Optimierungsaufgaben

In diesem Abschnitt werden die dynamischen Optimierungsaufgaben der in den letzten Abschnitten betrachteten Komponenten tabellarisch zusammengefasst:

Tabelle 2.4: Formulierung der Optimierungsaufgaben für den Speicherverdampfer und den steuerbaren Niederdrucksammler.

	Speicherverdampfer	Steuerbarer Niederdrucksammler
Motivation	In der Stillstandsklimatisierung können Speicherverdampfer zum Einsatz kommen. Hierbei tragen vor allem die Gebläse zum Gesamtenergieverbrauch bei. Eine Minimierung des elektrischen Verbrauchs eines Gebläses kann zur Verbesserung des gesamten Pkw-Energiemanagements beitragen.	Bei transkritischen CO ₂ -Klimaanlagen können bei extremen Bedingungen zu hohe Verdichteraustrittstemperaturen auftreten. Der steuerbare Niederdrucksammler kann die Verdichteraustrittstemperatur begrenzen.
Ziel	Minimierung des elektrischen Verbrauchs des Innenraum-Gebläses während der Stillstandsklimatisierung mit einem Speicherverdampfer.	Maximierung der Systemleistungsziffer <i>COP</i> bei Aufrechterhaltung der Kälteleistung.
Stellgröße	Gebläsedrehzahl und Frischluftklappen-Einstellwinkel.	Abscheide-Wirkungsgrad des Niederdrucksammlers.
Restriktion	Die Behaglichkeitsbedingungen wie Temperatur und relative Luftfeuchte in der Fahrgastzelle müssen erfüllt werden.	Die Kältemitteltemperatur am Verdichterdruckstutz soll die Sicherheitsgrenze der Schmierölzerersetzungstemperatur von z.B. 160 °C nicht überschreiten.

Kapitel 3

Modellerstellung

In Kapitel 2 wurden die Optimierungspotentiale des Speicherverdampfers und des steuerbaren Niederdrucksammlers behandelt. Für eine simulative Untersuchung und Optimierung der beiden Komponenten werden in diesem Kapitel dynamische Modelle für die Modelica-Komponentenbibliothek TIL (Richter 2008) entwickelt. Neben der Aufstellung der Bilanzgleichungen der Komponenten (Ansätze für die **Systemkonzeptionierung**), liegt der Schwerpunkt hierbei in der Methodik für die Modellerstellung, wie beispielsweise der Identifizierung von physikalisch motivierten Dynamiken und der Entwicklung von Betriebspunkt-Diagrammen (Ansätze für den **Reglertest** und die **Reglerkonzeptionierung**).

Für die Modellierung des Speicherverdampfers werden die Beschreibung des Phasenübergangs des Kältespeichers und die Abbildung des Trocknungsvorgangs des Verdampfers anhand physikalisch motivierter Betriebspunkt-Diagramme dargestellt.

Das dynamische Modell des steuerbaren Niederdrucksammlers basiert auf Betriebspunkt-Diagrammen, die aus stationären Messdaten ermittelt werden können (s. Strupp u. a. 2007). Das Modell kann über den Abscheide-Wirkungsgrad gesteuert werden, um das Kreislaufverhalten bezüglich des *COPs* und der Kälteleistung zu untersuchen.

3.1 Speicherverdampfer

Der Speicherverdampfer wird als eine Schaltung von thermischen Widerständen, einem thermischen Akkumulator (Phasenübergangsmaterial) und einer Kapazität (Wand) zwischen den thermodynamischen Zustandsgrößen T_{KM} und T_L modelliert. Abbildung 3.1 zeigt einen Ausschnitt des Speicherverdampferprototyps aus Kapitel 2 und dessen eindimensionale Idealisierung als Ersatzwiderstandsnetzwerk. Ein wesentlicher Unterschied zu den bisherigen Wärmeübertragermodellen (vgl. z.B. Lemke 2005) ist die Einführung der PCM-Zelle als thermischer Akkumulator. Die Zellen aus Abbildung 3.1 gründen die Basis für die Modellierung von Wärmeübertragern bei der objektorientierten Komponenten-Bibliothek TIL und dienen hierbei als Ausgangspunkt für das in dieser Arbeit untersuchte Speicherverdampfermodell. Die PCM-Zelle wird bei diesem Ansatz zwischen der Kältemittelzelle und der Wandzelle angeschlossen. Da der Tem-

peraturgradient entlang der Wandzelle durch den geringeren Wärmeleitwiderstand R_w nahezu null ist (vgl. Abschnitt 3.1.4), kann die Zelle problemlos an der Innenseite angeschlossen werden. Damit kann jede Basiszelle unabhängig voneinander implementiert und getestet werden. Die Realisierung eines Speicherverdampfer-Gesamtmodells wird hierbei als eine Parallelschaltung des Ersatzwiderstandsnetzwerks aus Abbildung 3.1 umgesetzt. Die Verdampfungstemperatur des Kältemittels T_{KM} und die Lufttemperatur am Verdampfereintritt $T_{L,ein}$ werden entlang des Wärmeübertragers als konstant angenommen.

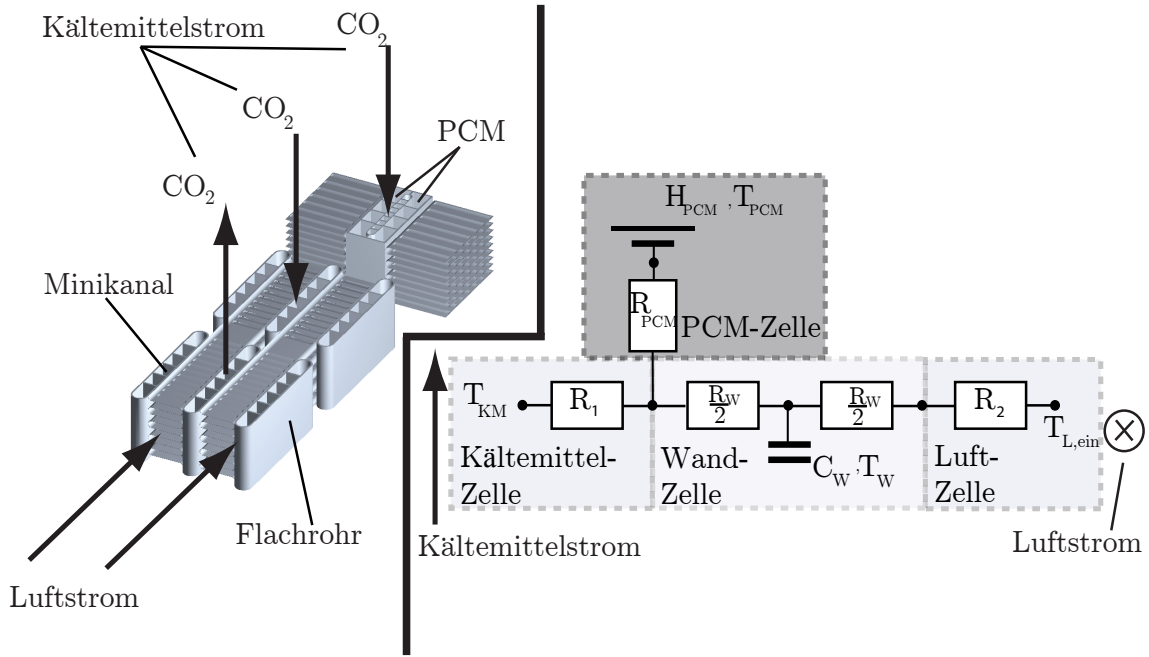


Abbildung 3.1: Links: Ausschnitt eines Kreuzstrom-Speicherverdampfers (MPET: multiple port extruded tube). Rechts: Ersatzwiderstandsnetzwerk des Speicherverdampfermodells.

Die übertragene sensible Kühlleistung im stationären Betriebspunkt zwischen den Fluidtemperaturen T_{KM} (Kältemittel-Fluidstrom) und $T_{ein,L}$ (Luft-Fluidstrom) lässt sich als:

$$\dot{Q}_{sens} = kA \cdot (T_{L,ein} - T_{KM}) \quad (3.1)$$

ausdrücken, wobei:

$$\frac{1}{kA} = \underbrace{\frac{1}{\alpha_{KM} \cdot A_{KM}}}_{R_1} + R_w + \underbrace{\frac{1}{\tilde{\alpha}_L \cdot A_L}}_{R_2} \quad (3.2)$$

dem Wärmedurchgangswiderstand des Wärmeübertragers entspricht (s. z.B. Baehr 2004). Die thermischen Widerstände R_1 und R_2 bilden den nichtlinearen temperaturabhängigen konvektiven Wärmeübergangswiderstand zwischen den Fluiden und der

Wärmeübertragerwand phänomenologisch ab. Die physikalischen Ansätze für die beiden Widerstände sind in den Abschnitten 3.1.2 und 3.1.3 beschrieben. Die thermischen Widerstände R_w und R_{PCM} lassen sich mittels einer FEM-Analyse für die Lösung der Differentialgleichung der mehrdimensionalen stationären Wärmeleitung durch die gegebene Flachrohrgeometrie näherungsweise ermitteln und werden in den Abschnitten 3.1.1 bzw. 3.1.4 behandelt.

Eine geeignete Geometrie-Beschreibung mit einer minimalen Anzahl von Parametern für die Beschreibung der Wärmeübertragungsflächen A_{KM} und A_L des Flachrohr-Wärmeübertragers (MPET) und der charakteristischen Größen für die Formulierung der Energie- und Impulsgleichungen ist in Anhang B gegeben. Eine einfache und überschaubare Parametrisierung des Modells ist beispielsweise erforderlich für die Entwicklung von Simulationsmodellen für den **Reglertest** (s. Gehsat u. a. 2008) und wurde bei der Erstellung des geometrischen Parameter-Satzes des Wärmeübertragers in dieser Arbeit betrachtet.

3.1.1 Phasenübergangsmaterial-Zelle

Für die Modellierung des instationären Verhaltens des Latentmediums im Speicher- verdampfer werden im Folgenden die Transport- und Erhaltungsgleichungen für die Phasenübergangsmaterial-Zelle (PCM-Zelle, s. Abbildung 3.2) formuliert. Die zeitliche Abhängigkeit der thermodynamischen Größen in der PCM-Zelle kann beim Aufstellen des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik in der instationären Form bestimmt werden:

$$\frac{dU_{PCM}}{dt} = \dot{Q}_{PCM} - p_u \cdot \frac{dV_{kv}}{dt}. \quad (3.3)$$

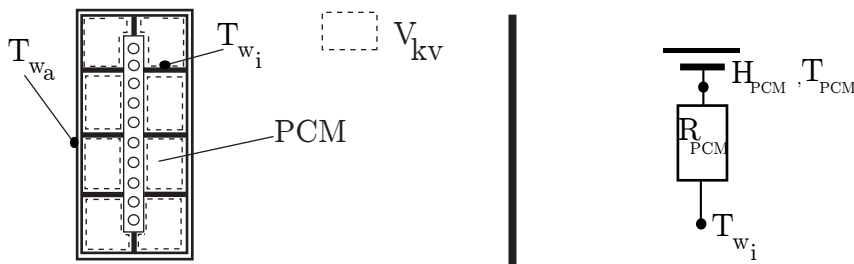


Abbildung 3.2: Links: Schematische Darstellung des Flachrohrs mit PCM. Rechts: Idealisierung der PCM-Masse im Kontrollvolumen als Ersatzwiderstand für die PCM-Zelle.

Mit der Definition der Enthalpie für das Zellenmaterial beim Umgebungsdruck:

$$H_{PCM} := U_{PCM} + p_u V \quad (3.4)$$

und der Annahme einer quasistatischen isobaren Zustandsänderung des Latentmediums (s. z.B. Köhler u. a. 2008) vereinfacht sich die Gleichung 3.3 zu:

$$\frac{dH_{PCM}}{dt} = \dot{Q}_{PCM}. \quad (3.5)$$

Für die hier angenommene quasistatische isobare Zustandsänderung des Phasenübergangs werden konvektive Wärmeübergangseffekte zwischen Rohrwand und PCM, die durch Dichteunterschiede des flüssigen Phasenübergangsmaterials entstehen, in erster Näherung vernachlässigt. Der dominierende Wärmeübertragungsmechanismus ist in dem Fall die Wärmeleitung zwischen Verdampferwand und PCM, beschrieben durch folgende algebraische Gleichung:

$$\dot{Q}_{PCM} = \frac{T_{PCM} - T_{w_i}}{R_{PCM}}. \quad (3.6)$$

Für die Berechnung des Wärmeleitwiderstands R_{PCM} wurden verschiedene FEM-Simulationen durchgeführt. Beim Setzen verschiedener Randbedingungen ϑ_{w_a} (z.B. 5 °C) und ϑ_{w_i} (z.B. 3 °C) kann der Wärmeleitwiderstand R_{PCM} bestimmt werden. In dieser Arbeit wird ein mittlerer konstanter Wert aus den FEM-Simulationen von $R_{PCM} = 2.9 \cdot 10^{-2} [K/W]$ verwendet.

Die Lösung der Differentialgleichung 3.5 benötigt weiterhin Kenntnisse der thermophysikalischen Eigenschaften des Phasenübergangsmediums in Form eines Enthalpie-Temperatur-Diagramms (Zalba u. Mehling 2003). In Abbildung 3.3 ist das spezifische Enthalpie-Temperatur-Diagramm (T-h-Diagramm) eines realen Phasenübergangsmaterials schematisch dargestellt. Glück (2006) schlägt zwei Ersatzprozesse für eine Näherung der Hysteresenform aus Abbildung 3.3 vor. In der ersten Variante wird die Phasenübergangstemperatur \bar{T}_s aus dem Mittelwert der Erstarrungs- und Schmelzpunkttemperatur errechnet. Die Erstarrungs- und die Schmelzpunkttemperatur können z.B. aus eigenen Messdaten oder einem Herstellerkatalog ermittelt werden. Der zweite Modellierungsansatz schlägt einen linearen Zusammenhang zwischen Phasenübergangstemperatur und Enthalpie im Phasenübergangsbereich vor. In dieser Arbeit wird für die Modellierung der Phasenübergangsmaterial-Zelle eine konstante Phasenübergangstemperatur aus dem Mittelwert der Erstarrungs- und Schmelzpunkttemperatur \bar{T}_s verwendet. Für die Bestimmung des Wärmeleitwiderstands R_{PCM} mit Hilfe von FEM-Simulationen wird der zweite Modellierungsansatz angewandt.

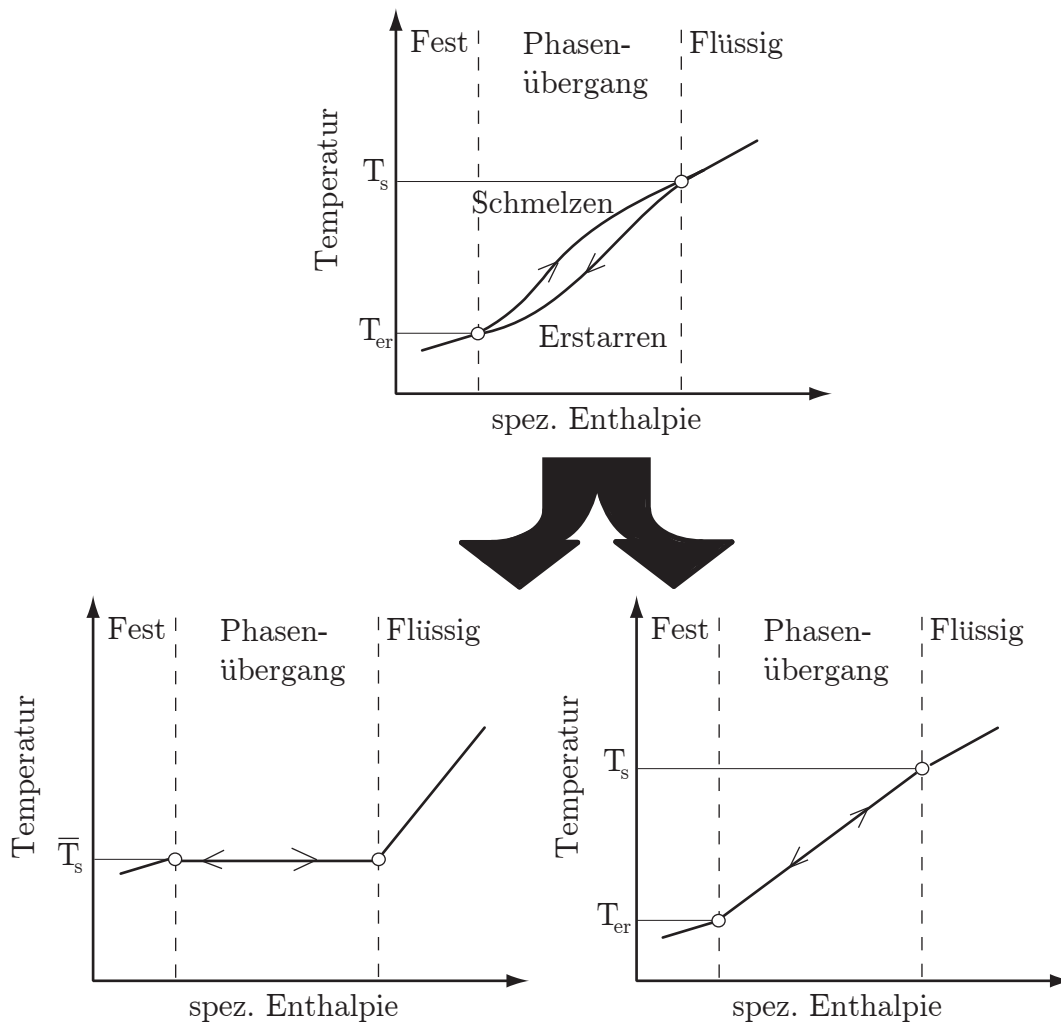


Abbildung 3.3: Oben: Qualitative Darstellung eines T-h-Diagramms bei konstantem Druck eines realen PCM. Unten links: Modellierungsansatz mit der konstanten Phasenübergangstemperatur $\bar{T}_s = (T_{er} + T_s)/2$. Unten rechts: Vereinfachung des Hysterese-Effekts durch Linearisierung der Temperatur zwischen der Schmelztemperatur T_s und der Erstarrungstemperatur T_{er} während des Phasenübergangs.

3.1.2 Kältemittelzelle

Die Kältemittel-Basiszelle der TIL-Bibliothek dient als Ausgangspunkt für die Modellierung der Kältemittelzelle des Speicherverdampfers. Die Formulierungen der Energie- und Impulsgleichung sind in (Richter 2008; Lemke 2005; Tegethoff 1999) detailliert erläutert und werden an dieser Stelle nicht weiter erörtert. Vielmehr von Interesse für die Modellierung des Speicherverdampfers und für die spätere dynamische Optimierung ist die Bestimmung des Widerstands R_1 (s. Abbildung 3.4):

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_{KM} \cdot A_{KM}}. \quad (3.7)$$

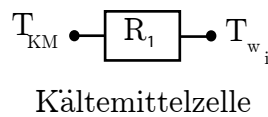


Abbildung 3.4: Ersatzwiderstand der Kältemittelzelle zwischen der Kältemittel-Verdampfungstemperatur T_{KM} und der Innenwandtemperatur des Flachrohrs T_{w_i} .

Phänomenologisch betrachtet soll der thermische Widerstand R_1 bei einem Verdampfer die Wärmeübertragungsmechanismen während eines erzwungenen Strömungssiedens abbilden. Bei einem Strömungssieden erfährt das Kältemittel komplexe Strömungsformen (z.B. Ringströmung) und Wärmeübergangsmechanismen (s. z.B. Köhler 2003b; Auracher 1994). Zahlreiche Korrelationen für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α_{KM} als Funktion des Blasensieden- und des Strömungssiedeneffekts sind in der Literatur bekannt (vgl. die Arbeiten von Thome u. a. (2004); Dupont u. a. (2004)). Ziel dieser Arbeit ist demgegenüber, eine vereinfachte Beziehung für den Wärmeübergangskoeffizient α_{KM} anzuwenden. Der Wärmeübergangskoeffizient wird hierbei definiert als:

$$\alpha_{KM} := \frac{Nu \cdot \lambda_{fl}}{d_h}, \quad (3.8)$$

wobei d_h dem hydraulischen Durchmesser des Minikanals im Flachrohr und λ_{fl} der Wärmeleitfähigkeit des Kältemittels in der flüssigen Phase entsprechen. Um die Modellierungskomplexität niedrig zu halten und ohne die Modellgenauigkeit zu gefährden, wird im Rahmen dieser Arbeit die Nusselt-Zahl Nu in der Dittus-Boelter-Form verwendet:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (3.9)$$

mit

$$Re = \frac{\dot{m}_{KM}^p \cdot d_h}{A_{KM} \cdot \eta_{fl}} \quad \text{und} \quad Pr = \frac{\eta_{fl} \cdot c_p \cdot fl}{\lambda_{fl}}. \quad (3.10)$$

Die Modellkoeffizienten C , m und n lassen sich anhand von Optimierungsalgorithmen bei verschiedensten Betriebsbedingungen des Verdampfers aus Messdaten ermitteln. Der Kältemittelmassenstrom im Minikanal des Flachrohrs ist \dot{m}_{KM}^p und A_{KM} ist die Wärmeübertragungsfläche der Kältemittelzelle. Der Stoffwert $c_{p, fl}$ entspricht der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Verdampfungsdruck des flüssigen Kältemittels. Die Reynolds-Zahl (Re) und die Prandtl-Zahl (Pr) werden mit Flüssigkeitsstoffdaten gebildet. Dieser Ansatz beruht auf der Annahme, dass in der Ringströmung die Wärme zuerst an die Flüssigkeit übertragen wird (vgl. Chen 1963).

Kältemittelseitige Druckabfallkorrelation

In dieser Arbeit wird von einem Druckabfall schon am Verdampfer-Header ausgegangen, d.h. durch eine Querschnittsverengung der Kältemittelströmungsfäden zwischen Header und Verbindungsrohr (s. Abbildung 3.5). Bei der hier betrachteten Verengung zwischen Header und Verbindungsrohr liegt keine Abhängigkeit der Länge und des hydraulischen Durchmessers des Flachrohrs vor. Der Druckabfall kann in Abhängigkeit der aus Messdaten ermittelten Widerstandszahl K wie folgt ausgedrückt werden:

$$\Delta p_{ges} = K \cdot \frac{\dot{m}_{KM}^2}{2}. \quad (3.11)$$

Der Druckabfall bereits am Verdampfereintritt verursacht eine Verringerung der Verdampfungstemperatur T_{KM} , die entlang des Speicherverdampfers als konstant angenommen wird. Dieses wird bei der Bestimmung des kältemittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt.

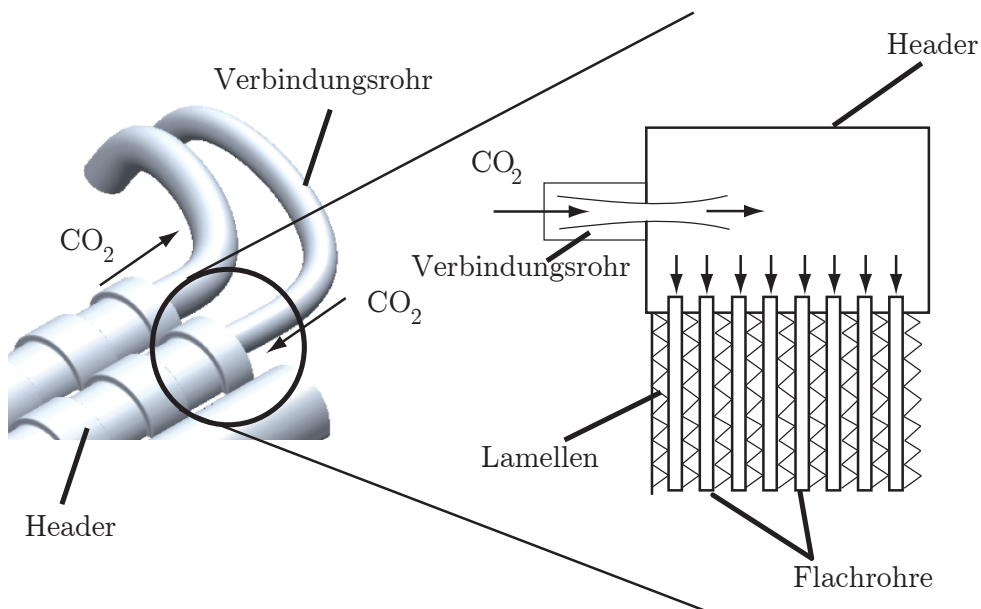


Abbildung 3.5: Annahme für die Modellierung der kältemittelseitigen Druckabfallbeziehung. Der gesamte kältemittelseitige Druckverlust findet am Header-Eintritt statt.

3.1.3 Feuchte Luftzelle

Für eine realitätsnahe Abbildung des Speicherverdampfers ist die Berücksichtigung der Luftfeuchte von großer Bedeutung. Erstens kann die Behaglichkeit in der Fahrgastzelle durch verdunstendes Kondensat beeinflusst werden. Zweitens beeinflusst die Luftfeuchte die Energiespeicherwirkung des Verdampfers signifikant. Bei realen Bedingungen kondensiert der in der Luft enthaltene Wasserdampf auf der Lamellenoberfläche. Ein Teil des Kondensats wird zwischen den Lamellen des Verdampfers gespeichert. Der andere Teil fließt abhängig von der Gesamtbeladung mit dem Kondensat aus dem Lamellenpaket des Verdampfers heraus. Bis ca. 300 g können typischerweise im Verdampfer eines Mittelklasse-Pkws bei feuchten Betriebsbedingungen gespeichert werden (Böttcher 2006). In Abbildung 3.6 ist der Bilanzraum mit der gespeicherten Kondensatmasse für eine charakteristische Betriebsbedingung des Verdampfers dargestellt. Bei der Modellerstellung wurden folgende Annahmen getroffen:

- Es gilt die Ähnlichkeit der Wärme- und Stoffübertragungsgrenzschicht (s. Baehr 2004).
- Lamelle und Kondensat befinden sich in thermischem Gleichgewicht.
- Die feuchte Luft wird als ideales Gemisch betrachtet.
- Die Wasserdampfmassenströme \dot{m}_w (Kondensation) und \dot{m}_v (Verdunstung) können nicht koexistieren.

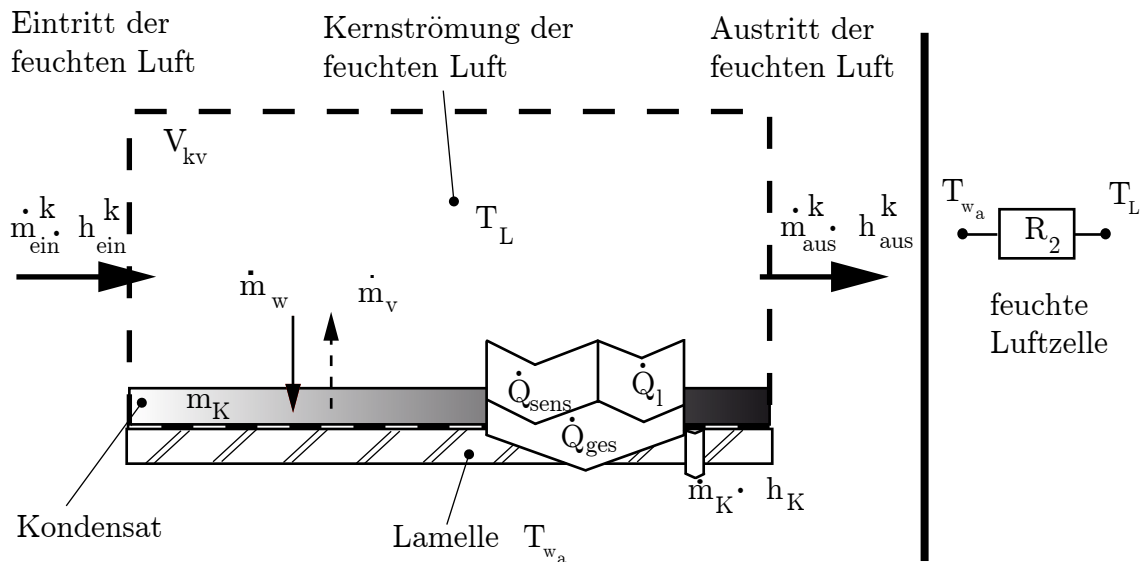


Abbildung 3.6: Links: Bilanzraum der feuchten Luftzelle. Rechts: Ersatzwiderstand der feuchten Luftzelle.

Die Erhaltungssatz- und Transportgleichungen für diesen Modellierungsansatz werden im Folgenden aufgezeigt.

Energiebilanz

Für das Kontrollvolumen in Abbildung 3.6 wird der erste Hauptsatz der Thermodynamik in der stationären Form aufgestellt:

$$0 = \sum_{k=1}^2 (\dot{m}_{ein}^k \cdot h_{ein}^k) - \sum_{k=1}^2 (\dot{m}_{aus}^k \cdot h_{aus}^k) - \dot{m}_K \cdot h_K - \dot{Q}_{ges}, \quad (3.12)$$

wobei die Indizes $k = 1$ und $k = 2$ für die Komponenten trockene Luft bzw. Wasserdampf des feuchten Luftgemisches stehen. Der aus der feuchten Luftzelle fließende Kondensatmassenstrom mit der spezifischen Enthalpie h_K ist durch \dot{m}_K gekennzeichnet. Der gesamte Wärmestrom \dot{Q}_{ges} zwischen der Luft und der Verdampferlamelle setzt sich aus einem sensiblen \dot{Q}_{sens} und einem Latentanteil \dot{Q}_l zusammen:

$$\dot{Q}_{ges} = \dot{Q}_{sens} + \dot{Q}_l, \quad (3.13a)$$

$$\dot{Q}_{sens} = \tilde{\alpha}_L \cdot A_L \cdot (T_{L,ein} - T_w), \quad (3.13b)$$

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_l \cdot \Delta h_v, \quad (3.13c)$$

wobei der Kehrwert von $\tilde{\alpha}_L \cdot A_L$ in Gleichung 3.13b dem Wärmeübergangswiderstand:

$$R_2 = \frac{1}{\tilde{\alpha}_L A_L} \quad (3.14)$$

aus Gleichung 3.2 entspricht (vgl. Abbildung 3.1). Wie bei der Kältemittelzelle lässt sich auch die Nusselt-Zahl des Wärmeübertragungskoeffizients $\tilde{\alpha}_L$ in der Dittus-Boelter-Form, gemäß Gleichung 3.9, ausdrücken. Da sich der sensible Wärmestrom \dot{Q}_{sens} in Gleichung 3.13b aus rechnerischer Effizienz auf die Luft Eintrittstemperatur bezieht, ist eine Transformation des globalen Wärmeübergangskoeffizients α_L zu $\tilde{\alpha}_L$ erforderlich. Diese Transformation wird in Anhang C hergeleitet. Der Massenstrom für die latente Wärme \dot{m}_l aus Gleichung 3.13c wird folgendermaßen definiert:

$$\dot{m}_l := \begin{cases} \dot{m}_w, & \text{während der Kondensation an der Lamellenoberfläche.} \\ \dot{m}_v, & \text{während der Verdampfertrocknung.} \end{cases} \quad (3.15)$$

Der Stoffübertragungsmechanismus, der die Massenströme \dot{m}_w und \dot{m}_v beschreibt, wird im Folgenden erläutert.

Massenbilanz

Die ein- und austretenden Massenströme für die feuchte Luftzelle aus Abbildung 3.6 für einen stationären Zustand können wie folgt bilanziert werden:

$$0 = \sum_{k=1}^2 \dot{m}_{ein}^k - \sum_{k=1}^2 \dot{m}_{aus}^k + \dot{m}_l, \quad (3.16)$$

wobei $k = 1$ und $k = 2$ für die Komponenten trockene Luft bzw. Wasserdampf im feuchten Luftgemisch stehen. Die zeitliche Änderung der Kondensatmasse m_K auf der Lamellenoberfläche ist gegeben durch:

$$\frac{dm_K}{dt} = \dot{m}_l - \dot{m}_K. \quad (3.17)$$

Im stationären Zustand wird $\frac{dm_K}{dt} = 0$ und der Massenstrom $\dot{m}_K = \dot{m}_l = \dot{m}_w$ fließt aus der feuchten Luftzelle bzw. aus dem Verdampfer ab.

Der Massenstrom \dot{m}_l beschreibt bei diesem Modellierungsansatz zwei Phänomene. Zum einen die **Kondensation** des Wasserdampfes der feuchten Luft auf der Lamellenoberfläche und zum anderen den **Trocknungsvorgang** des Speicherverdampfers. Mit der Modellierung der Kondensation soll die Entfeuchtung der Luft und damit die zwischen den Lamellen gespeicherte Kondensatmasse dynamisch abgebildet werden. Die Abbildung des Trocknungsvorgangs ist wichtig, wenn Behaglichkeitsbedingungen wie relative Luftfeuchte in der Fahrgastzelle (Vermeidung der Geruchsbildung) als Kriterium für die dynamische Optimierung berücksichtigt werden sollen. Beide Modellierungsannahmen werden im Folgenden beschrieben.

Kondensation

Während der Kondensation wird der Massenstrom des Latentwärmestroms \dot{m}_l zum Kondensatmassenstrom \dot{m}_w definiert. Dieser Massenstrom in Folge eines konvektiven Stofftransports lässt sich wie folgt berechnen:

$$\dot{m}_w = \tilde{\beta} \cdot A_L \cdot \varrho_{ft, L, ein} \cdot (\xi_{H_2O, ein} - \xi_{H_2O, w}), \quad (3.18)$$

wobei A_L die luftseitige Wärmeaustauschfläche der Zelle ist und aus geometrischen Daten ermittelt wird (s. Anhang B). Der Massenanteil des Wasserdampfes am Zellen-Eintritt ist $\xi_{H_2O, ein}$. Der Massenanteil des Wasserdampfes im gesättigten Zustand in unmittelbarer Nähe des gespeicherten Kondensats ist $\xi_{H_2O, w}$ und wird wie folgt berechnet:

$$\xi_{H_2O, w} = \frac{m_{H_2O, s}}{m_{ges}} = \frac{p_{H_2O, s}}{p_{H_2O, s} + \frac{M_L}{M_{H_2O}} (p_u - p_{H_2O, s})}. \quad (3.19)$$

Die Molmasse der trockenen Luft ist M_L und M_{H_2O} entspricht der Molmasse des Wassers. Der Sättigungspartialdruck des Wassers $p_{H_2O, s}$ kann als Funktion der Lamellentemperatur T_w mit der Antoine-Gleichung (s. Poling u. a. 2001) bestimmt werden:

$$p_{H_2O, s} = 1705.8 [Pa] \cdot e^{\left(18.538 - \frac{5341.856 [K]}{T_w}\right)}. \quad (3.20)$$

Unter der Annahme, dass die Stoff- und Wärmetransportgrenzschicht in der feuchten Luftzelle ähnlich sind (s. z.B. Tummescheit u. a. 2006), kann der Stoffübergangskoeffizient $\tilde{\beta}$ mit Hilfe des Gesetzes von Lewis und des Wärmeübergangskoeffizients $\tilde{\alpha}_L$ für erzwungene Strömung ermittelt werden. Albert u. a. (2008) und Welling u. a. (2008) haben diese Annahme erfolgreich angewandt, um die Vereisungsproblematik von Wärmepumpenverdampfern zu untersuchen. Für ein ideales Gas hat die Lewis-Zahl Le die Größenordnung 1 (Baehr 2004), so dass sich der Stoffübergangskoeffizient vereinfachen lässt:

$$\tilde{\beta} = \frac{\tilde{\alpha}_L}{\varrho_L \cdot c_p} \cdot Le^{n-1} \quad \text{bzw.} \quad \tilde{\beta} = \frac{\tilde{\alpha}_L}{\varrho_L \cdot c_p} \quad (Ideales Gas). \quad (3.21)$$

Der abgeführte Kondensatmassenstrom \dot{m}_K (s. Abbildung 3.6) basiert auf den experimentellen Untersuchungen von Böttcher (2006) als Funktion des Kondensatmassenstroms \dot{m}_w und wird folgendermaßen angenähert:

$$\dot{m}_K = \dot{m}_w \cdot \left(\frac{m_K}{m_{K,max}} \right). \quad (3.22)$$

Die Gleichung 3.22 erfüllt die stationäre Bedingung $\dot{m}_K = \dot{m}_w$, sobald die maximal gespeicherte Kondensatmasse (d.h. $m_K = m_{K,max}$) erreicht wird. Der Modellparameter $m_{K,max}$ hängt überwiegend von der Verdampfergeometrie und dem Luftmassenstrom ab und wird hierbei aus Messdaten identifiziert (s. Böttcher 2006). Beim Abschalten des Verdichters während der Stillstandsklimatisierung wird der Massenstrom $\dot{m}_l = \dot{m}_w$ zum Verdunstungsmassenstrom $\dot{m}_l = \dot{m}_v$ umgeschaltet, der für die Trocknung des Speicherverdampfers verantwortlich ist. Der Trocknungsvorgang des Speicherverdampfers wird im Folgenden näher erläutert.

Trocknungsvorgang

Gleichmaßen von Interesse ist die Beschreibung der Trocknung des Speicherverdampfers während der Stillstandsklimatisierung. Während der Trocknung wird das Kondensatwasser auf der Lamellenoberfläche durch eine konvektive Stoffübertragung von der Lamellenoberfläche in die Luftkernströmung des Verdampfers abgeführt (s. Abbildung 3.6). Analog zum Kondensatmassenstrom \dot{m}_w kann der Verdunstungsmassenstrom mit der Beziehung:

$$\dot{m}_v = \gamma \cdot \left[\tilde{\beta} \cdot A_L \cdot \varrho_{ft. L} \cdot (\xi_{H_2O,ein} - \xi_{H_2O,w}) \right] \quad (3.23)$$

ausgedrückt werden. Sowohl bei der Berechnung des Kondensatmassenstroms \dot{m}_w (s. Gleichung 3.18), als auch bei der Berechnung des Verdunstungsmassenstroms \dot{m}_v , wird der Wasserdampfmassenanteil $\xi_{H_2O,w}$ an der Kondensatoberfläche bei der Lamellentemperatur T_w und in gesättigtem Zustand bestimmt. Für die Bestimmung des Verdunstungsmassenstroms \dot{m}_v , wird im Rahmen dieser Arbeit der Kondenswasser-Benetzungsfaktor γ des Speicherverdampfers eingeführt. Dieser Faktor hängt von der gespeicherten Kondenswassermasse m_K wie folgt ab:

$$\gamma := \begin{cases} 1, & \text{wenn } m_K \geq r \cdot m_{K,max} \\ \left(\frac{1}{r} \right) \cdot \left(\frac{m_K}{m_{K,max}} \right), & \text{ansonsten.} \end{cases} \quad (3.24)$$

Der Austrocknungskoeffizient bestimmt das Verhältnis zwischen der gespeicherten Kondensatmasse m_K und der maximal gespeicherten Kondenswassermasse $m_{K,max}$, ab dem der Verdunstungsmassenstrom \dot{m}_v kleiner wird. Der Benetzungsfaktor γ ist in Abbildung 3.7 graphisch dargestellt. Befindet sich der Verdampfer im Bereich II, ist der Verdampfer mit Kondenswasser vollständig benetzt. Beim Ausschalten des Verdichters beispielsweise während der Stillstandsklimatisierung mit dem Speicherverdampfer, wird das gespeicherte Kondenswasser auf der Lamellenoberfläche in die Luftkernströmung

durch die konvektive Stoffübertragung abgeführt. Das gespeicherte Kondenswasser m_K wird dadurch kleiner, bis der Austrocknungspunkt erreicht ist. Ab diesem Punkt (Beginn des Bereichs I in Abbildung 3.7) verkleinert sich der Benetzungsfaktor γ bis kein Kondenswasser mehr vorhanden ist.

Mit dem Koeffizient r wird dadurch die Dynamik des Trocknungsvorgangs beeinflusst. Ist $r < 1$, wird der Trocknungsvorgang in den ersten Sekunden der Stillstandsklimatisierung beschleunigt ($\gamma = 1$ in Gleichung 3.23), bis der Austrocknungspunkt erreicht ist ($\gamma < 1$) und der Verdunstungsmassenstrom \dot{m}_v gegen null geht. In der Modellentwicklung beispielsweise für den **Reglertest** (s. Abschnitt 1.2.2) sind solche dynamischen Effekte als „identifizierte Dynamik“ oder „add-on dynamics“ bekannt (vgl. Michalek u. a. 2004). Diese „identifizierten Dynamiken“ sind in der Regel Übertragungsfunktionen zwischen stationären Zuständen des linearisierten Modells eines realen Systems (vgl. z.B. Leithner 2004). Anders als die identifizierte Dynamik über Übertragungsfunktionen, wird mit dem Modellierungsansatz des Benetzungsfaktors γ allerdings eine physikalische Abbildung des Trocknungsvorgangs erzielt. Dieser Ansatz zeigt sich als numerisch effizient und beeinflusst die Modellgenauigkeit nur geringfügig. Damit wird eine Verbesserung der Modellierungstechnik erzielt (s. Abschnitt 1.3).

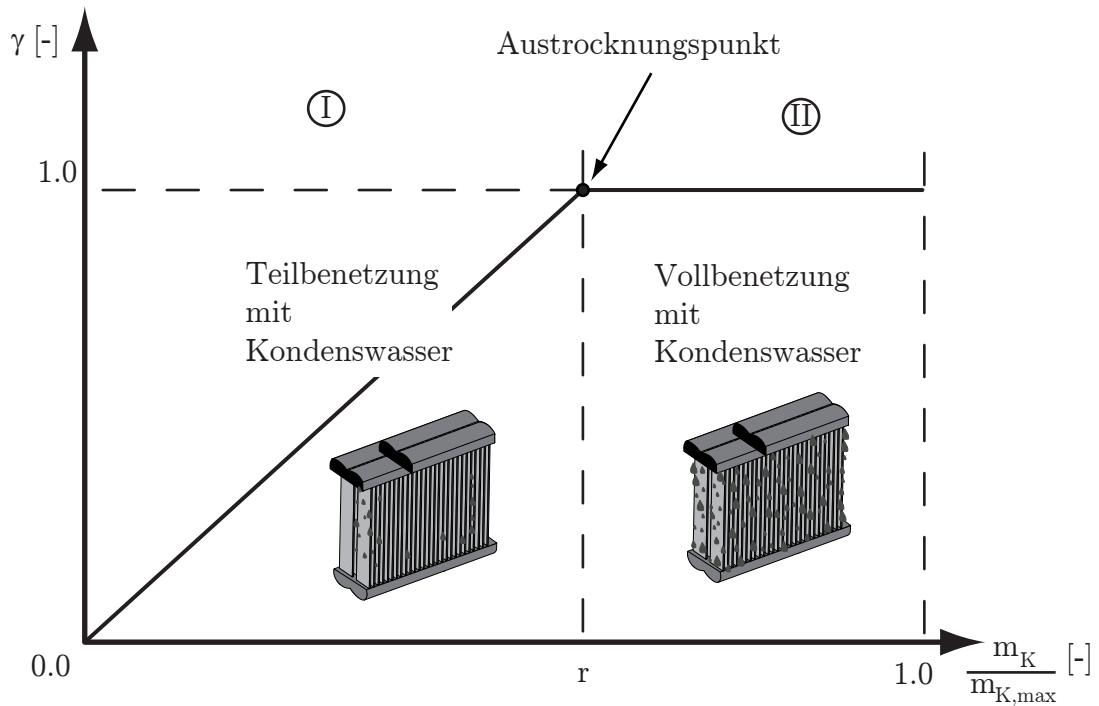


Abbildung 3.7: Betriebspunkt-Diagramm des Trocknungsvorgangs anhand des Benetzungsfaktors γ in Abhängigkeit zur gespeicherten Kondenswassermasse m_K auf der Verdampferoberfläche.

3.1.4 Wandzelle

Für die Vervollständigung des Ersatzwiderstandsmodells aus Abbildung 3.1 ist die Bestimmung des Wärmeleitwiderstands R_w der Wandzelle notwendig. Mit der Anwendung von Feldvariablen-Simulationsprogrammen, wie beispielsweise FEM-Plattformen, können zweidimensionale Wärmeleitungsprobleme in eindimensionale Probleme überführt werden. Mit Zuhilfenahme einer FEM-Analyse, wird der eindimensionale geometriebasierte Wärmeleitwiderstand des Flachrohrs (s. Abbildung 3.8) bestimmt. Ausgangspunkt ist hierbei die analytisch hergeleitete Wärmeleitwiderstandsgleichung eines Schachts (vgl. Polifke u. Kopitz 2005):

$$R'_w = \frac{f_1 \cdot \ln(f_2 \cdot \frac{d}{a})}{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot L} \quad (\text{Schacht}). \quad (3.25)$$

Die geometrischen Parameter d und a entsprechen dem Kanal-Durchmesser bzw. der Dicke des Schachts. Die Länge des Schachts ist L und f_1 und f_2 sind Formfaktoren, die Geometrie abhängig sind. Ein Flachrohr kann in erster Näherung als eine Parallelschaltung von Schächten mit dem Wärmeleitwiderstand R'_w (s. Abbildung 3.8) idealisiert werden.

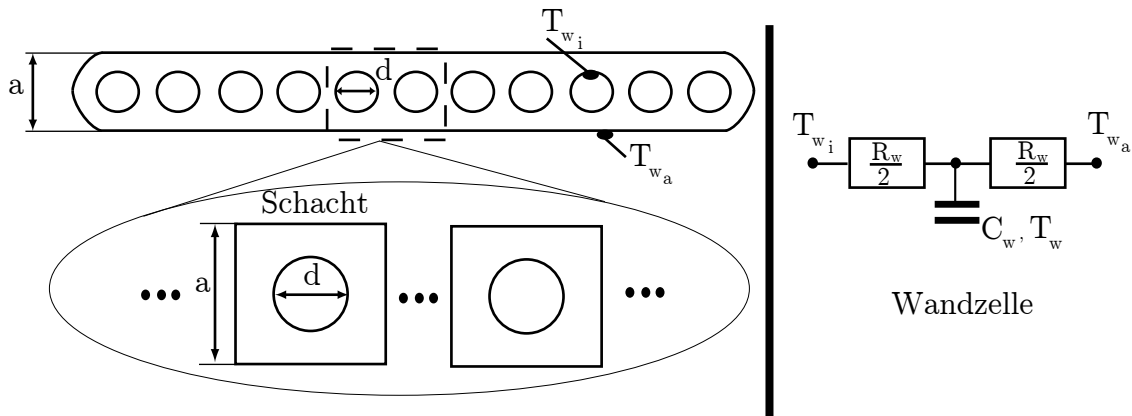


Abbildung 3.8: Links: Idealisierung des Flachrohrs als Parallelschaltung von rechteckigen Schächten. Rechts: Ersatzwiderstand des Flachrohrs des Speicherverdampfers.

Es ergibt sich für den Wärmeleitwiderstand eines Flachrohrs folgende Beziehung:

$$R_w = \frac{R'_w}{n}, \quad (3.26)$$

wobei n der Anzahl von Minikanälen eines Flachrohrs entspricht. Für die Anpassung der Formfaktoren f_1 und f_2 für die Berücksichtigung der Flachrohrgeometrie wurden FE-Simulationen für verschiedene Dicken und Minikanal-Durchmesser durchgeführt. Das Temperaturfeld einer Simulation ist in Abbildung 3.9 dargestellt. Beim Einsetzen konstanter Temperaturen auf der Innenfläche der Minikanäle und auf der Außenfläche

des Flachrohrs (Randbedingung der ersten Art) ist es möglich, den Wärmeleitwiderstand für das gesamte Flachrohr zu berechnen:

$$R_{w,FEM} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}_w}. \quad (3.27)$$

Der Wärmestrom \dot{Q}_w wird vom FEM-Solver ermittelt. Die Temperaturdifferenz ΔT ist vorgegeben. In Abbildung 3.9 beträgt sie 1 K.

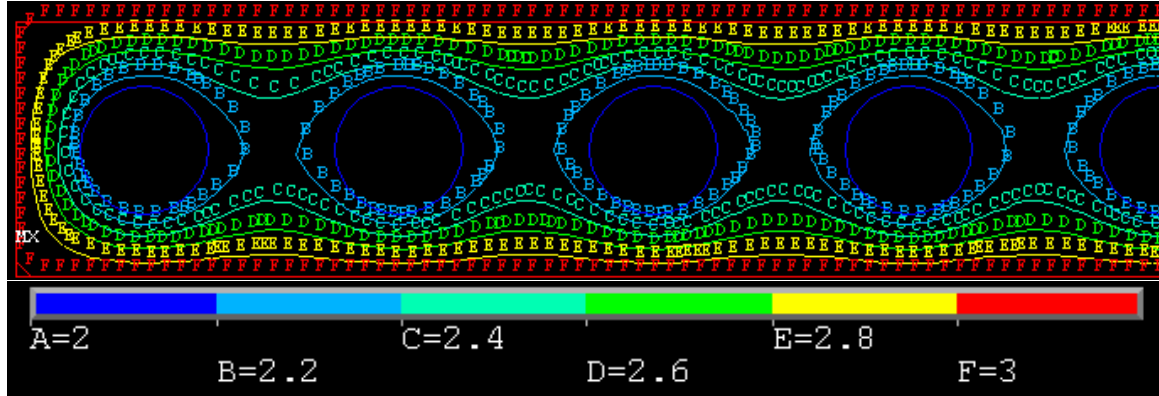


Abbildung 3.9: Temperaturfeld einer FEM-Simulation des Flachrohrs für Randbedingungen der ersten Art.

Die Wärmeleitwiderstandswerte für das Verhältnis der geometrischen Parameter a/d (vgl. Abbildung 3.8) sind in Abbildung 3.10 aufgetragen.

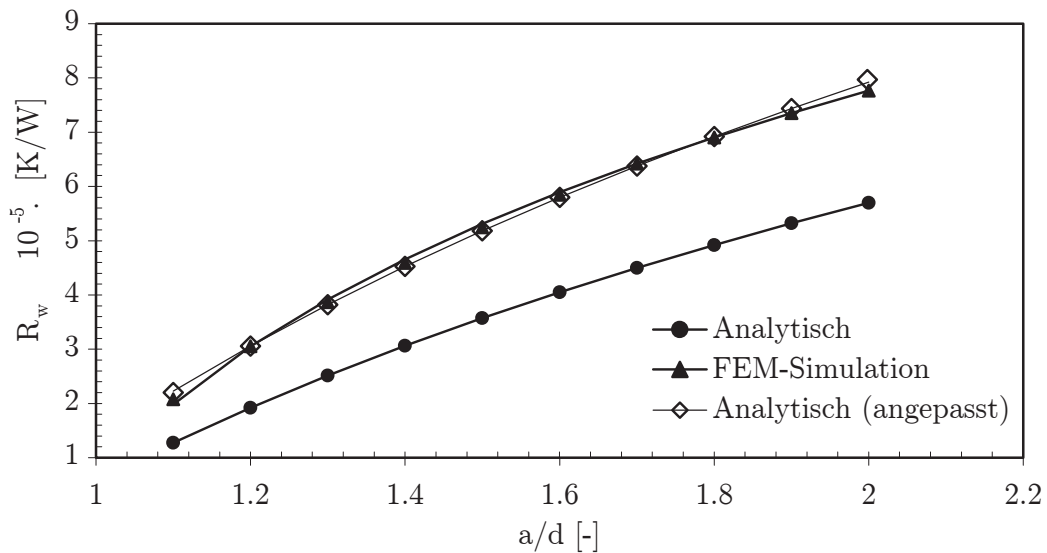


Abbildung 3.10: Wärmeleitwiderstand des Flachrohrs R_w mit zehn Minikanälen $n = 10$ als Funktion der geometrischen Parameter a/d . Die Formfaktoren der Wärmeleitwiderstandsgleichung sind aus FEM-Simulationen angepasst worden.

Die Ergebnisse der analytischen Lösung R_w (*Analytisch*) mit den von Polifke u. Kopitz (2005) angegebenen Formfaktoren $f_1 = 1.0$ und $f_2 = 1.08$ stimmen mit der numeri-

schen Lösung $R_{w,FEM}$ (*FEM-Simulation*) nicht überein. Erst nach einer Anpassung der Formfaktoren ($f_1 = 1.15$ und $f_2 = 1.28$) für die Berücksichtigung der tatsächlichen Geometrie des Flachrohrs wird eine gute Übereinstimmung der Wärmeleitwiderstände erreicht (*Analytisch (angepasst)*). Mit Zuhilfenahme des Wärmeleitwiderstands R_w wird das ADGL-System der Wandzelle (vgl. Abbildung 3.11) wie folgt formuliert:

$$\begin{aligned} C_w \cdot \frac{dT_w}{dt} &= \dot{Q}_{w1} - \dot{Q}_{w2}, \\ \text{mit } \dot{Q}_{w1} &= \frac{(T_{wa} - T_w)}{R_w/2}, \\ \dot{Q}_{w2} &= \frac{(T_w - T_{wi})}{R_w/2}. \end{aligned} \quad (3.28)$$

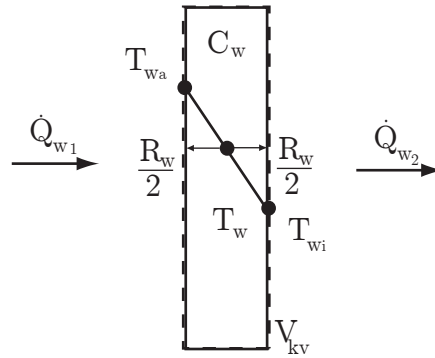


Abbildung 3.11: Kontrollvolumen der Wandzelle des Speicherverdampfermodells.

3.2 Steuerbarer Niederdrucksammler

Nach der Beschreibung der neuen Funktionalitäten eines steuerbaren Niederdrucksammlers in Kapitel 2 und deren Auswirkung auf den CO₂-Kältekreislauf, wird die modelltechnische Implementierung in diesem Abschnitt näher erläutert. Ausgangspunkt hierbei ist das TIL-Modell eines idealen adiabaten Sammlers (idealer Phasenabscheider) (vgl. Tegethoff 1999; Lemke 2005; Prölss u. a. 2007). Abbildung 3.12 zeigt das Kontrollvolumen des Sammlers V_{kv}^1 und das Kontrollvolumen V_{kv}^2 des Verbindungsglieds (T-Stück), welches das abgeschiedene Kältemittel (T-Top, Oberkante) mit dem am Boden gesammelten Kältemittel (B-Boden) ideal mischt und in die Kältekreislaufhauptleitung einführt. Die Modellierungsannahmen können wie folgt zusammengefasst werden:

- Der Niederdrucksammler (idealer Phasenabscheider) und das Verbindungsglied (idealer Mischer) besitzen adiabate Wände.
- Das Kontrollvolumen V_{kv}^2 enthält keine relevante Kältemittelmasse.
- Die Änderungen in der kinetischen und in der potentiellen Energie werden vernachlässigt.
- Die Beziehung zwischen dem Sammlerfüllstand und der Austrittsenthalpie kann anhand angenäherter Betriebspunkt-Diagramme aus stationären Messpunkten ermittelt werden.

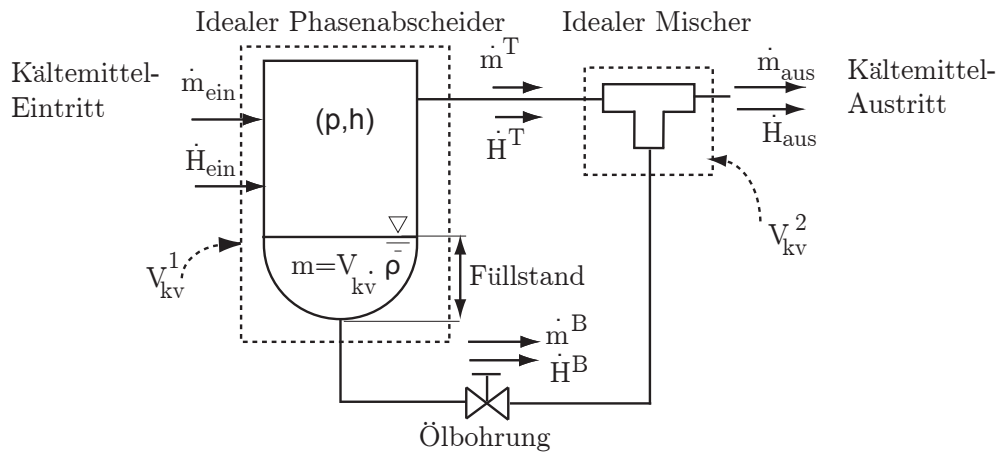


Abbildung 3.12: Kontrollvolumina V_{kv}^1 und V_{kv}^2 des steuerbaren Niederdrucksammler-Modells. Der Niederdrucksammler wird als idealer Phasenabscheider (für den Sammlerkörper) und als idealer Mischer (für die Rückführung des Öls am Sammlerboden) modelliert.

3.2.1 Erhaltungssätze

Im Folgenden werden die Bilanzgleichungen für das Modell des steuerbaren Niederdrucksammlers aufgestellt.

Massenbilanz

Die Massenerhaltung für das Kontrollvolumen V_{kv}^1 lautet:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{ein} - \dot{m}^T - \dot{m}^B. \quad (3.29)$$

Die Massenströme aus dem Sammlerboden \dot{m}^B und aus der Sammleroberkante \dot{m}^T (gesättigter Kältemitteldampf) entstehen beim Setzen des Abscheide-Wirkungsgrads im idealen Mischer (T-Stück). Die Massenbilanz für das massenlose T-Stück V_{kv}^2 ist folgendermaßen formuliert:

$$0 = -\dot{m}_{aus} + \dot{m}^T + \dot{m}^B. \quad (3.30)$$

Energiebilanz

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik wird auf das Kontrollvolumen V_{kv}^1 angewandt:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_{ein} \cdot h_{ein} - \dot{m}^T \cdot h^T - \dot{m}^B \cdot h^B. \quad (3.31)$$

Mit der Massenbilanzgleichung 3.29 und der Definition der spezifischen Enthalpie $h := u + pV_{kv}^1$, kann die Differentialgleichung 3.31 in:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{m} \cdot \left[\dot{m}_{ein} \cdot (h_{ein} - h) - \dot{m}^T \cdot (h^T - h) - \dot{m}^B \cdot (h^B - h) + V_{kv}^1 \cdot \frac{dp}{dt} \right] \quad (3.32)$$

umgeschrieben werden. Die im Niederdrucksammler gespeicherte Kältemittelmasse ist m (s. Abbildung 3.12). Der Energieerhaltungssatz für den massenlosen idealen Mischer im Kontrollvolumen V_{kv}^2 wird im Folgenden angegeben:

$$0 = -\dot{m}_{aus} \cdot h_{aus} + \dot{m}^T \cdot h^T + \dot{m}^B \cdot h^B, \quad (3.33)$$

wobei h^B die Enthalpie des im Sammler gespeicherten Kältemittels darstellt.

3.2.2 Steuerung der Austrittsenthalpie durch den Abscheide-Wirkungsgrad

Mit der Einführung des Abscheide-Wirkungsgrads in Gleichung 2.9 ist es möglich, die Enthalpie am Sammleraustritt zu steuern. Dieses hat zur Folge, dass sich bei dem hier vorgeschlagenen Modellierungsansatz (s. Abbildung 3.12) der Sammlerfüllstand dementsprechend erhöht oder verkleinert (je nach erwünschter Austrittsenthalpie).

Sammlerfüllstand

Der Füllstand des Niederdrucksammlers ist hierbei definiert als der Flüssigkeitsanteil des im Sammler gespeicherten Kältemittels:

$$\delta := 1 - x = \left(\frac{h'' - h}{h'' - h'} \right), \quad (3.34)$$

wobei x dem Dampfgehalt und h der spezifischen Enthalpie des gespeicherten Kältemittels in V_{kv}^1 entsprechen (vgl. Abbildung 3.12). Befindet sich im Niederdrucksammler flüssiges und gasförmiges Kältemittel, nimmt der Füllstand δ Werte zwischen $\delta_{min} = 0$ und $\delta_{max} = 1$ an. Befindet sich nur überhitztes Kältemittel im Niederdrucksammler ($h > h''$), werden laut Definition die Werte des Füllstands negativ ($\delta < 0$). Falls der Niederdrucksammler mit unterkühltem Kältemittel überfüllt ist ($h < h'$), werden die Werte des Füllstands größer eins ($\delta > 1$). Eine graphische Darstellung des Füllstands ist in Abbildung 3.13 gezeigt.

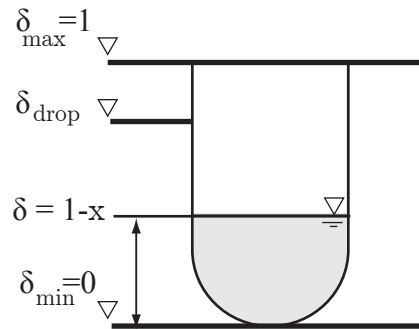


Abbildung 3.13: Graphische Darstellung des Niederdrucksammler-Füllstands.

Der Füllstand δ_{drop} ist ein Modellparameter und kennzeichnet den Füllstand, bei dem der Niederdrucksammler nicht mehr ideal abscheiden kann. Dies ist der Fall, wenn der Dampfgehalt des Kältemittels im Niederdrucksammler zu niedrig ist (z.B. $x \leq 0.1$). Dieser Parameter lässt sich mit der maximal gespeicherten flüssigen Kältemittelmasse im Sammler korrelieren und hängt von Volumen, Ölbohrungsdurchmesser, Kältemittelmassenstrom und Art des Sammlers ab (vgl. Strupp u. a. 2007). Der Zusammenhang zwischen Füllstand und Austrittsenthalpie für den betrachteten Niederdrucksammler kann in vier unterschiedliche Betriebsbereiche eingeteilt werden.

Niederdrucksammler-Betriebspunkte

In Abbildung 3.14 ist die Beziehung zwischen dem Füllstand und der Austrittsenthalpie eines idealen Niederdrucksammlers für vier unterschiedliche Betriebsbereiche aufgetragen (s. auch Bockholt u. a. 2008b). Diese können wie folgt erläutert werden:

- I) **Niederdrucksammler ist leer** ($\delta \leq \delta_{min}$): Während dieses Betriebspunktes befindet sich im Niederdrucksammler kein flüssiges Kältemittel. Dieser Betriebspunkt ist bei der ersten Befüllung der Klimaanlage möglich, oder wenn der Sammler ständig mit überhitztem Kältemittel aus dem Verdampfer beliefert wird.
- II) **Niederdrucksammler ist ein idealer Kältemittelabscheider** ($\delta_{min} < \delta \leq \delta_{drop}$): Für den idealen Sammler wird die flüssige von der gasförmigen Phase des Kältemittels abgeschieden. Die spezifische Enthalpie am Sammleraustritt ist

gleich der spezifischen Enthalpie des gesättigten Kältemitteldampfes ($h^T = h''$). Für den idealen Sammler gilt demzufolge der Abscheide-Wirkungsgrad $\eta_S = 1$.

- III) **Niederdrucksammler kann die Kältemittelphasen nicht ideal trennen** ($\delta_{drop} < \delta \leq \delta_{max}$): Beim Erreichen des Füllstands δ_{drop} können die Kältemittelphasen nicht mehr ideal getrennt werden. Flüssiges Kältemittel vermischt sich mit dem gasförmigen Kältemittel und die Austrittsenthalpie wandert in das Zweiphasengebiet ($h' < h^T < h''$) hinein.
- IV) **Niederdrucksammler ist überfüllt** ($\delta > \delta_{max}$): Bei diesem Betriebszustand füllt nur unterkühltes flüssiges Kältemittel das interne Volumen des Sammlers. In diesem Fall findet keine Abscheidung der Kältemittelphasen statt und der Verdichter würde dementsprechend nur flüssiges Kältemittel ansaugen, falls der IWÜ das Kältemittel nicht vollständig verdampft.

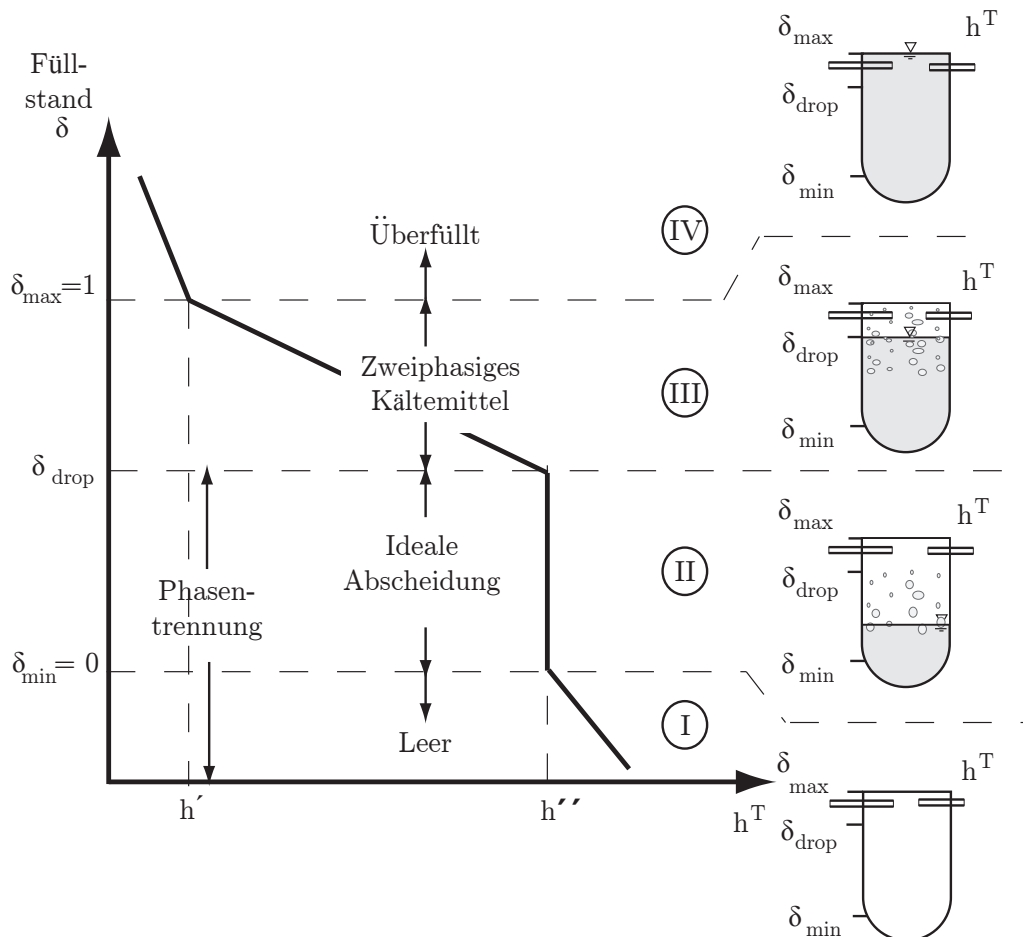


Abbildung 3.14: Betriebspunkte-Diagramm des idealen Niederdrucksammlers.

Für den steuerbaren Niederdrucksammler wird das Diagramm aus Abbildung 3.14 erweitert, um den Abscheide-Wirkungsgrad η_S zu berücksichtigen. Beim Setzen des Abscheide-Wirkungsgrads als Eingangsgröße im Verbindungsstück (T-Stück) kann die Austrittsenthalpie h_{aus} des Sammlermodells durch eine ideale Vermischung des gasförmigen Kältemittels an der Sammleroberkante T mit dem flüssigen Kältemittel aus dem Sammlerboden B verändert werden. Der Effekt dieser Modellerweiterung auf das Diagramm ist in Abbildung 3.15 aufgetragen. Bei einer Verringerung des Abscheide-Wirkungsgrads wird flüssiges Kältemittel aus dem unteren Bereich des Niederdrucksammlers abgeführt und der Füllstand bzw. die Sammlermasse verringert sich.

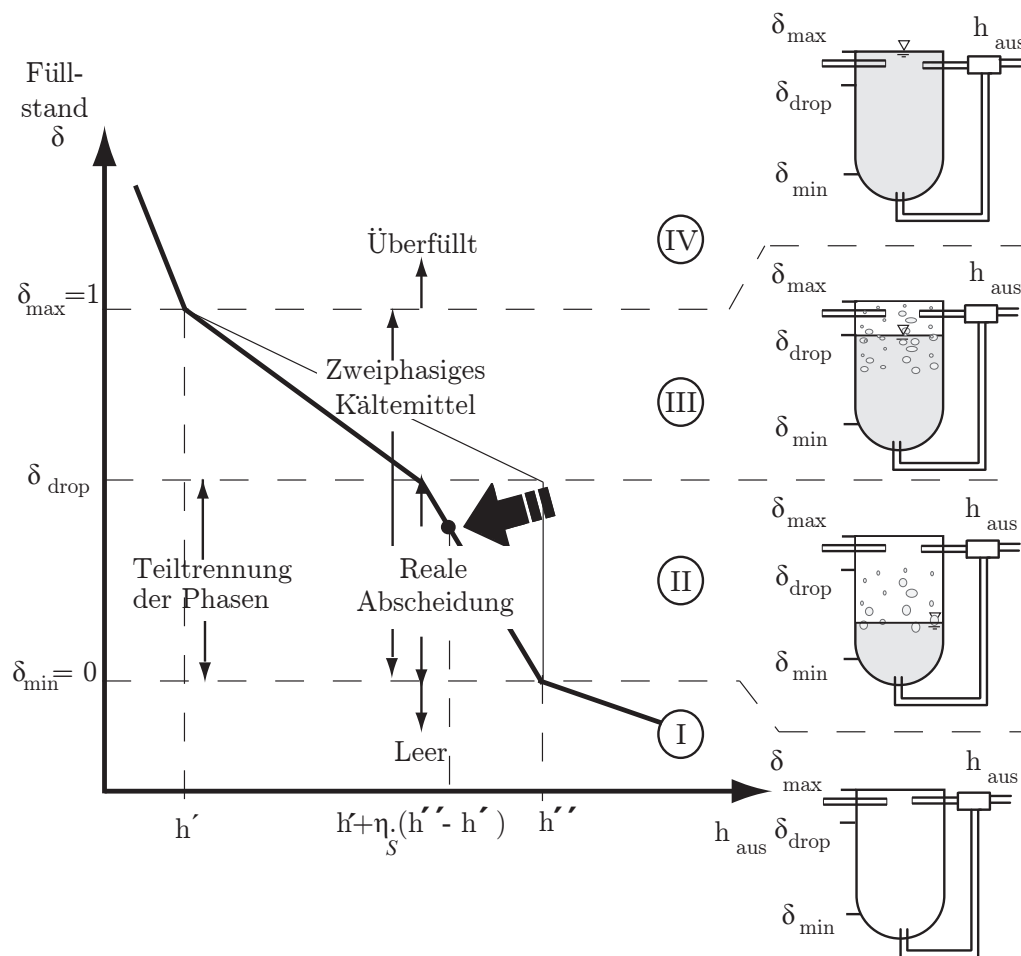


Abbildung 3.15: Betriebspunkt-Diagramm des steuerbaren Niederdrucksammlers. Der Abscheide-Wirkungsgrad η_S dient als Stellgröße des steuerbaren Niederdrucksammlers.

3.2.3 Erweitertes Niederdrucksammlermodell

Um die Entleerung des Sammlers durch eine Variation der Querschnittsfläche der Ölbohrung A_B zu erzielen, wird das Modell des steuerbaren Niederdrucksammlers des letzten Abschnitts erweitert. Abbildung 3.16 zeigt den Niederdrucksammler mit einem

Druckabfall, der zwischen der Oberkante des idealen Abscheiders ① und dem Eintritt des idealen Mischers ② angenommen wird. Die Modellierung einer solchen Druckabfallkorrelation kann zu sehr komplexen Modellen führen. Detaillierte Untersuchungen über Druckverlustmechanismen in einem Niederdrucksammler wurden von Wang u. Gu (2005) und Raiser u. a. (2006) durchgeführt. Der Druckverlust Δp wird demgegenüber für diese Modellierungsannahme als eine einfache algebraische Variable angenommen. Beim Setzen eines Abscheide-Wirkungsgrads η_S im idealen Mischer (T-Stück), stellt sich der Massenstrom durch die Ölbohrung \dot{m}_B und dementsprechend der Druckabfall Δp wie folgt ein:

$$\dot{m}_B = A_B \cdot \sqrt{2 \cdot \varrho_{sam} \cdot \Delta p}, \quad \text{bzw.} \quad \Delta p = \frac{1}{2 \cdot \varrho_{sam}} \left(\frac{\dot{m}_B}{A_B} \right)^2, \quad (3.35)$$

wobei $A_B = \pi \phi^2 / 4$ der Querschnittsfläche der Ölbohrung mit dem Durchmesser ϕ entspricht. Die Dichte des gesammelten Kältemittels ist ϱ_{sam} . Mit diesem erweiterten Modell können die Querschnittsfläche der Ölbohrung A_B und der Abscheide-Wirkungsgrad η_S als Eingangsgrößen für die Bestimmung der gespeicherten Kältemittelmasse bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen in Kapitel 4 eingesetzt werden.

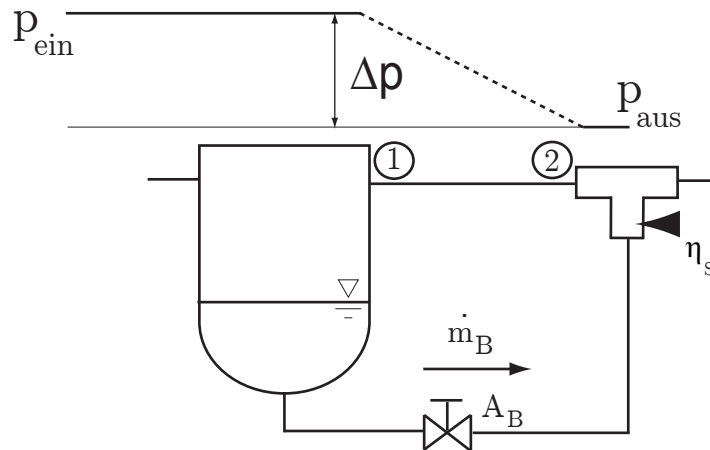


Abbildung 3.16: Durch Einstellen des Abscheide-Wirkungsgrads η_S im T-Stück und des Ölbohrungsdurchmessers im Ventilmodell A_B werden der Massenstrom und dementsprechend der Druckverlust zwischen Niederdruck-sammleroberkante ① und T-Stück ② erzeugt.

3.3 Luftseitige Komponenten

Die luftseitigen Komponenten der TIL-Bibliothek bestehen aus Modellen für die luftseitige Beschreibung des Klimatisierungsprozesses. Deren Komponenten sind in Abbildung 3.17 dargestellt. Ein Förderkennlinien basiertes Gebläse-Modell (**blower**) bestimmt die notwendige Luftströmung, die in das Heiz- und Klimagerätmodell (**hvac**) hineinströmt. Das Heiz- und Klimagerät wird als Widerstandskennwert basiertes Modell nach Michalek u. a. (2004) modelliert und bildet die Vermischung von kalter und heißer Luft ab, die für die Fahrgastzelle zur Verfügung gestellt wird. Das Fahrgastzellenmodell (**zone**) ist eine Erweiterung im Hinblick auf die Beschreibung des Feuchtehaushalts des klimatisierten Raummodells von Tegethoff. Mit dem Frischluft-Mischer (**freshAir**) kann auf den Umluftmodus umgeschaltet werden. Anschließend wird ein Umgebungsmodell (**environment**), das die Wetterbedingungen wie Temperatur, Solarstrahlung und relative Luftfeuchte abbildet, implementiert. Diese Komponentenmodelle werden im Folgenden näher erläutert.

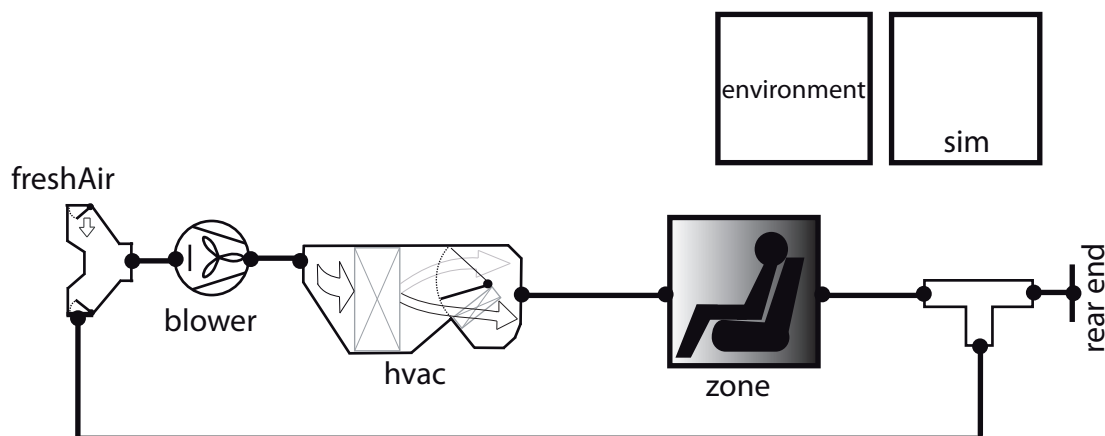


Abbildung 3.17: Modelica-Blockdiagramm der luftseitigen Komponentenmodelle.

3.3.1 Fahrgastzelle

Das Modell der Fahrgastzelle beschränkt sich zunächst auf die Modellierung einer einzigen homogenen Klimazone, da der reale Wert des Temperatursensors in der Mehrheit der hergestellten Fahrzeuge eine Schichtung (Fuß-Kopf) bzw. eine Aufteilung (Mehrzone) der Luft nicht wiedergeben kann (vgl. Gehsat u. a. 2007a, b). Abbildung 3.18 (links) zeigt exemplarisch ein 3-D CFD-Modell für strömungstechnische Berechnungen in der Fahrgastzelle. Die Vorteile hierbei sind eine hohe Modellgüte und die Abbildung umfangreicher physikalischer Phänomene, wie beispielsweise der geometrieabhängige Strahlungsaustausch. Den Vorteilen der Modellgüte gegenüber steht allerdings ein sehr hoher Modellierungs- und Rechenaufwand, den eine solche CFD-Simulation mit sich bringt (Michalek u. a. 2005). Eine Möglichkeit für die Entwicklung von optimalen Steuerungen mit vertretbarem Rechenaufwand bietet der Ansatz der konzentrierten

Parameter (Kapazitäten) (vgl. Leithner 2004, Abschnitt 3.3.2). In Abbildung 3.17 sind diese konzentrierten Kapazitäten als **zone** zusammengefasst dargestellt. Das Ersatzmodell einer solchen „Zone“ entspricht einem Widerstands- und Kapazitätsnetzwerk und ist in Abbildung 3.18 auf der rechten Seite dargestellt. Im Folgenden wird dieses Ersatzmodell anhand Abbildung 3.18 erläutert.

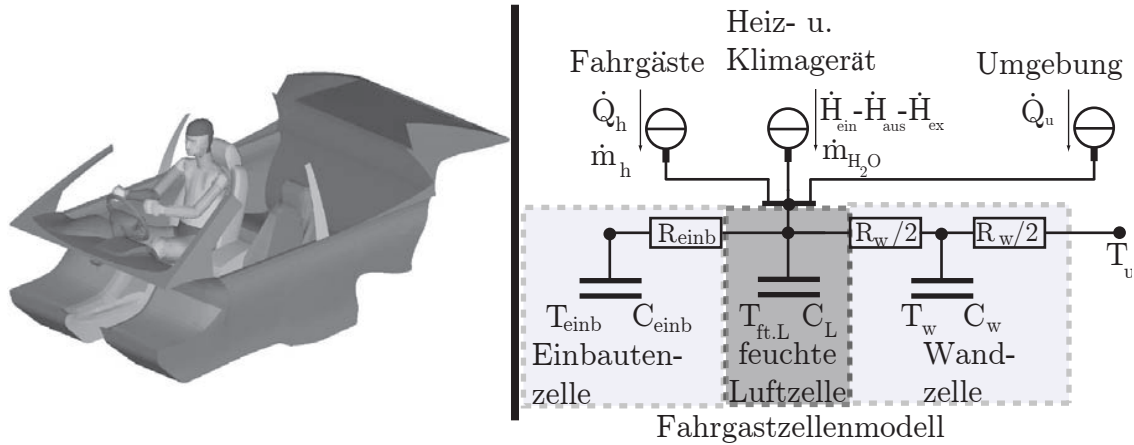


Abbildung 3.18: Links: CAD-Modell der Fahrgastzelle für strömungstechnische Berechnungen, aus Kossel u. a. (2006b). Rechts: Widerstandsnetzwerk des Fahrgastzellenmodells, welches in der dynamischen Optimierung angewendet wird.

Einbautenzelle

Die Einbautenzelle ist die einfachste Zelle, die das Fahrgastzellenmodell bildet. Sie beschreibt Einbauten wie beispielsweise die Sitze, das Armaturenbrett und die Instrumententafel eines Pkws. Das ADGL-System der Einbautenzelle ist wie folgt formuliert:

$$\begin{aligned} C_{einb} \cdot \frac{dT_{einb}}{dt} &= \dot{Q}_{einb}, \\ \dot{Q}_{einb} &= \frac{(T_{ft.L} - T_{einb})}{R_{einb}}. \end{aligned} \quad (3.36)$$

Die gesamte Kapazität C_{einb} fasst die Materialeigenschaften der Einbauten in der Zelle zusammen. Die Einbauten und die Innenraumluft der Fahrgastzelle werden mittels des thermischen Widerstands R_{einb} miteinander verbunden. Sowohl die Kapazität C_{einb} , als auch der thermische Widerstand R_{einb} müssen aus Messdaten identifiziert werden (vgl. Kapitel 4).

Wandzelle

Die Wandzelle verbindet durch den thermischen Widerstand R_w die im Innenraum eingeschlossene feuchte Luft bei der Temperatur $T_{ft.L}$ mit der Luft der Umgebung bei der Temperatur T_u (s. Abbildung 3.19).

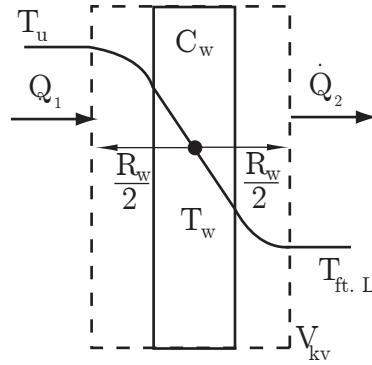


Abbildung 3.19: Kontrollvolumen der Wandzelle des vereinfachten Fahrgastzellenmodells.

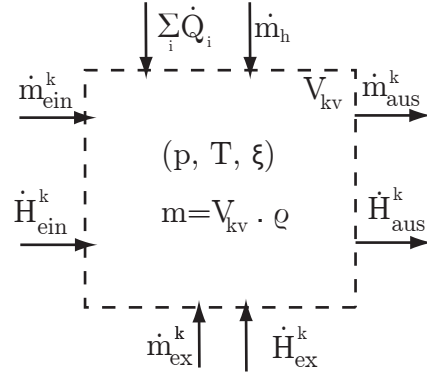
Für die konzentrierte Masse der Wandzelle liefert der Energiesatz die Differentialgleichung für die Wandtemperatur:

$$\begin{aligned} C_w \cdot \frac{dT_w}{dt} &= \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2, \\ \dot{Q}_1 &= \frac{(T_u - T_w)}{R_w/2}, \\ \dot{Q}_2 &= \frac{(T_w - T_{ft. L})}{R_w/2}. \end{aligned} \quad (3.37)$$

Die Kapazität der Wand C_w ist ein Modellparameter und wird aus Messdaten identifiziert. Der thermische Widerstand R_w kann aus Messdaten für die Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizients (kA-Wert) der Fahrgastzelle entnommen werden (s. Abschnitt 4.2.3). Der thermische Widerstand R_w ist in erster Näherung als konstanter Modellparameter zu betrachten. Sollen die Pkw-Geschwindigkeit und die Luftströmung der Auslassdüsen des Heiz- und Klimageräts berücksichtigt werden, dann müssen sowohl die konvektive Wärmeübertragung auf der Innen- und Außenseite der Wand, als auch die Wärmeleitungsmechanismen durch die Wand detaillierter formuliert werden.

Feuchte Luftzelle

Die feuchte Luftzelle des Fahrgastzellenmodells unterscheidet sich von der feuchten Luftzelle des Speicherverdampfers (s. Abschnitt 3.1.3), indem keine Kondensatbildung berücksichtigt wird. Die Entstehung des Austauschmassenstroms \dot{m}_{ex}^k , der aus dem Unterschied zwischen Ansaug- \dot{m}_{ein}^k und Ausblasmassenstrom \dot{m}_{aus}^k sowie der thermischen Ausdehnung der Luft während eines Abkühl- bzw. Aufheizvorgangs entsteht, ist hingegen von größerer Bedeutung (Tegethoff 1999). Das Kontrollvolumen der feuchten Luftzelle mit den ein- und austretenden Größen ist in Abbildung 3.20 dargestellt. Die Indizes $k = 1$ und $k = 2$ stehen für trockene Luft bzw. für Wasserdampf des feuchten Luftgemisches. Gesucht wird das zeitliche DGL-System des Kontrollvolumens in Abbildung 3.20. Dieses ergibt sich aus den Energie- und Massenbilanzgleichungen.

Abbildung 3.20: Bilanzraum der feuchten Luftzelle V_{kv} des Modells der Fahrgastzelle.

Energiebilanz

Unter Vernachlässigung der Luftgeschwindigkeit und der potentiellen Energie, lässt sich die Energiebilanz für den instationären Fließprozess für das konstante Kontrollvolumen in Abbildung 3.20 formulieren:

$$\frac{d}{dt}(m \cdot u) = \sum_{k=1}^2 \dot{m}_{ex}^k \cdot h_{ex}^k + \sum_{k=1}^2 \dot{m}_{ein}^k \cdot h_{ein}^k - \sum_{k=1}^2 \dot{m}_{aus}^k \cdot h_{aus}^k + \dot{Q}_u + \dot{Q}_h. \quad (3.38)$$

Die Wärmezufuhr durch die Fahrgäste ist in der Größe \dot{Q}_h erfasst (vgl. Abschnitt 3.3.4). Die Wärme durch Solarstrahlung wird in dieser Arbeit vereinfacht angenommen und ist als \dot{Q}_u gekennzeichnet. Die Masse bzw. die spezifische innere Energie der feuchten Luft in der Fahrgastzelle sind m bzw. u . Mit Zuhilfenahme der thermischen Zustandsgleichung der feuchten Luft als Gemisch idealer Gase mit dem Wasserdampf-massenanteil ξ_{H_2O} (s. Köhler 2003a):

$$p \cdot V_{kv} = m \cdot [(1 - \xi_{H_2O}) \cdot R_L + \xi_{H_2O} \cdot R_D] \cdot T_{ft. L}, \quad (3.39)$$

kann die zeitliche Änderung der feuchten Luftmasse im Kontrollvolumen V_{kv} mit Vernachlässigung der zeitlichen Änderung des Wasserdampfanteils ($d\xi_{H_2O}/dt \approx 0$) bestimmt werden:

$$\begin{aligned} \frac{dm}{dt} &= -\frac{p \cdot V_{kv}}{[(1 - \xi_{H_2O})R_L + \xi_{H_2O}R_D]} \cdot \frac{1}{T_{ft. L}^2} \cdot \frac{dT_{ft. L}}{dt} \quad bzw. \\ \frac{dm}{dt} &= -\varrho_{ft. L} \cdot V_{kv} \cdot \frac{1}{T_{ft. L}} \cdot \frac{dT_{ft. L}}{dt} \quad mit \quad m = \varrho_{ft. L} \cdot V_{kv}, \end{aligned} \quad (3.40)$$

wobei R_D und R_L den spezifischen Gaskonstanten des Wassers und der trockenen Luft entsprechen. Mit der Definition der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Volumen und konstanter Molmenge:

$$c_v := \left(\frac{\partial u}{\partial T_{ft. L}} \right)_{V, n_k}, \quad (3.41)$$

kann die Gleichung 3.38 in die Temperaturform umgeschrieben werden:

$$\varrho_{ft. L} \cdot V_{kv} \cdot \left(c_v - u \cdot \frac{1}{T_{ft. L}} \right) \cdot \frac{dT_{ft. L}}{dt} = \sum_{k=1}^2 \dot{H}_{ex}^k + \sum_{k=1}^2 \dot{H}_{ein}^k - \sum_{k=1}^2 \dot{H}_{aus}^k + \dot{Q}_u + \dot{Q}_h. \quad (3.42)$$

Für die innere Energie der feuchten Luft gilt Folgendes:

$$u = h - \frac{p_u}{\varrho_{ft. L}}. \quad (3.43)$$

Der Umgebungsdruck ist p_u und $\varrho_{ft. L}$ entspricht der Dichte der feuchten Luft. Die spezifische Enthalpie h des feuchten Luftgemisches als ideales Gemisch lässt sich als Funktion des Wasserdampfmassenanteils bestimmen:

$$h = \sum_{i=1}^2 \xi^k \cdot h^k = (1 - \xi_{H_2O}) \cdot h_L + \xi_{H_2O} \cdot h_D, \quad (3.44)$$

wobei die spezifische Enthalpie des Wasserdampfes h_D und der trockenen Luft h_L sowie die Dichte der feuchten Luft $\varrho_{ft. L}$ von der Temperatur abhängen und von der Stoffdatenbibliothek TILFluids berechnet werden (s. Richter 2008). Der Austauschenthalpiestrom \dot{H}_{ex}^k in Gleichung 3.42, der durch thermische Ausdehnung der Luft in der Fahrgastzelle oder durch unterschiedlich ein- und ausströmende feuchte Luftmassen entsteht, hängt von der Richtung des Austauschmassenstroms \dot{m}_{ex}^k wie folgt ab:

$$\dot{H}_{ex}^k = \dot{m}_{ex}^k \cdot h_{ex}^k = \begin{cases} \dot{m}_{ex}^k \cdot h^k & \text{für } \dot{m}_{ex}^k < 0 \text{ und } k = 1 \dots 2 \\ \dot{m}_{ex}^k \cdot h_u^k & \text{für } \dot{m}_{ex}^k > 0 \text{ und } k = 1 \dots 2. \end{cases}$$

Im Falle eines Aufheizvorgangs verlässt feuchte Luft die Fahrgastzelle ($\dot{m}_{ex}^k < 0$). Die spezifischen Austauschenthalpien h_{ex}^k gleichen sich der ideal gemischten spezifischen Enthalpien der feuchten Luft in der Fahrgastzelle h^k an. Für den Fall einer Abkühlung wird Luft aus der Umgebung angesaugt. Der Austauschmassenstrom wird positiv ($\dot{m}_{ex}^k > 0$) und die Austauschenthalpien h_{ex}^k entsprechen den Werten der spezifischen Enthalpien bei Umgebungsbedingungen h_u^k .

Massenbilanz

Beim Aufstellen der transienten Massenbilanz der feuchten Luftzelle für das Fahrgastzellenmodell wird folgende zeitliche Differentialgleichung formuliert:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_h + \sum_{i=1}^2 \dot{m}_{ein}^k - \sum_{i=1}^2 \dot{m}_{aus}^k + \sum_{i=1}^2 \dot{m}_{ex}^k, \quad (3.45)$$

wobei der durch menschliche Transpiration zugeführte Wasserdampfmassenstrom \dot{m}_h anhand einer temperaturabhängigen Korrelation aus Literaturdaten bestimmt wird (s. Abschnitt 3.3.4). Sind der Ansaug- \dot{m}_{aus}^k und der Ausblasmassenstrom \dot{m}_{ein}^k bekannt, kann der Austauschmassenstrom \dot{m}_{ex}^k mit Hilfe der Gleichung 3.40 bestimmt werden.

3.3.2 Steuerbares Gebläse

Im Gebläse in der mobilen Anwendung tritt im Gegensatz zu einem Verdichter nur eine unwesentliche Dichteänderung des fördernden Fluids zwischen Druck- und Saugstutzen auf. Soll das Druckverhältnis zwischen Druck- und Saugstutzen einen Faktor größer als 1.3 aufweisen, so müssen nach Kosyna (1997) die Dichte- und Temperaturänderung des fördernden Fluids in dem Modell berücksichtigt werden, da es sich um Verdrängermaschinen handelt. Bei Gebläsen in der mobilen Anwendung überschreitet das Druckverhältnis selten den vorgegebenen Faktor. Es wird daher von einer Strömungsmaschine gesprochen. Um ein Gebläse für die dynamische Optimierung oder für die HIL-Anwendung zu modellieren (vgl. Gehsat u. a. 2008), werden Förderkennlinien eingesetzt, die den funktionalen Zusammenhang der Druckdifferenz zwischen dem Druck- und Saugstutzen und dem Fördervolumenstrom \dot{V} beschreiben:

$$\Delta p = \Delta p_0 \left(\dot{V} \right). \quad (3.46)$$

In Gleichung 3.46 bildet der Index 0 die Förderkennlinie bezogen auf die Nenndrehzahl des Gebläses n_0 ab. Diese Kennfelder können aus technischen Datenblättern von Herstellern oder aus eigenen Messungen entnommen werden. In Abbildung 3.21 sind typische Förderkennlinien eines Radialgebläses für die mobile Anwendung dargestellt.

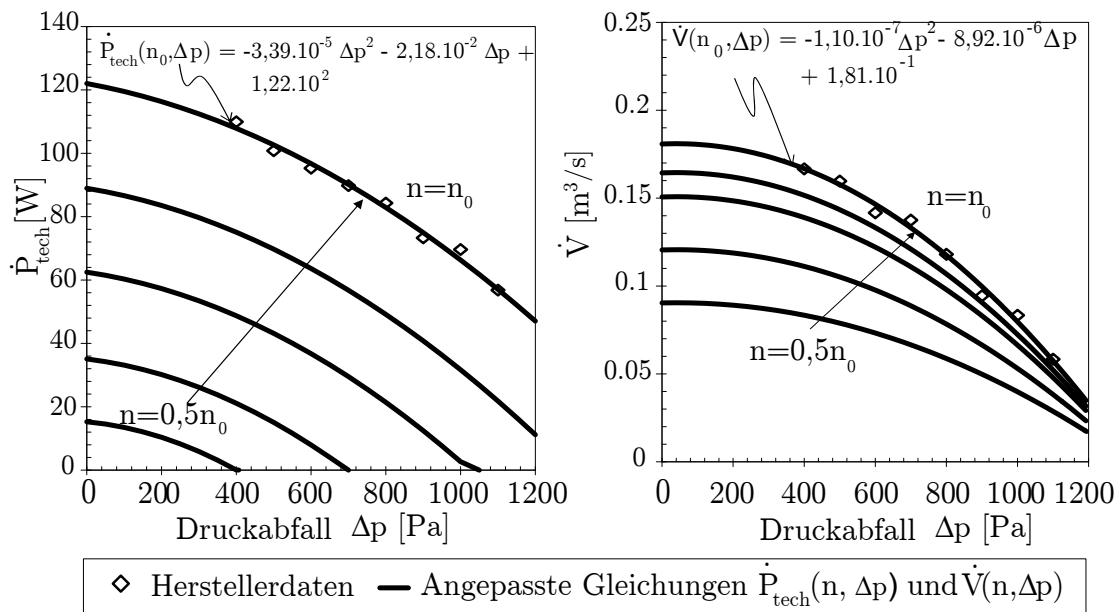


Abbildung 3.21: Links: Leistungsaufnahme des Gebläses in Abhängigkeit des Druckabfalls und der Drehzahl (normiert auf die Nenndrehzahl n_0). Rechts: Volumenstrom in Abhängigkeit des Druckabfalls und der Drehzahl.

⁸Daten aus dem Katalog Nr. G1G160-BH29-52 der Fa. ebm-papst GmbH & Co. KG, <http://www.ebmpapst.com>.

Vorausgesetzt, dass die Förderkennlinie umkehrbar ist, kann mit der inversen Nennkennlinie aus Gleichung 3.46 der luftseitige Massenstrom bestimmt werden:

$$\dot{m} = \varrho_{ft\ L,s} \cdot \dot{V}_0(\Delta p), \quad (3.47)$$

wobei die Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckstutzen $\Delta p = p_d - p_s$ vom Druckabfall des Heiz- und Klimageräts (vgl. Abschnitt 3.3.3) bestimmt ist. Die temperaturabhängige Dichte der feuchten Luft am Gebläsesaugstutzen ist $\varrho_{ft\ L,s}$. Ein wichtiger Aspekt für das Energiemanagement des Pkws im Stillstand (s. Abschnitt 2.1.2) ist der sparsame Umgang mit Nebenaggregaten, die bei ineffizienter Nutzung unnötige elektrische Leistung aus dem Pkw-Stromnetz verbrauchen. Die elektrische Leistung für Gebläse wird ebenso wie die Förderkennlinie aus technischen Datenblättern von Herstellern oder aus eigenen Messdaten ermittelt (s. Abbildung 3.21):

$$\dot{P}_{tech} = \dot{P}_0(\Delta p). \quad (3.48)$$

Mit der technischen Leistung aus Gleichung 3.48 ist es möglich, die Enthalpieänderung der feuchten Luft in einem idealen Gebläse beim Aufstellen des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für stationäre Fließprozesse zu ermitteln:

$$0 = \dot{m} \cdot (h_{ein} - h_{aus}) + \dot{P}_{tech}. \quad (3.49)$$

Mit Hilfe der Affinitätsgesetze (Pfleiderer u. Petermann 1991) können die Beziehungen 3.47 und 3.48 auf eine beliebige Drehzahl (n) erweitert werden (vgl. Abbildung 3.21):

$$\dot{m} = \varrho_{ft\ L,s} \cdot \frac{n}{n_0} \cdot \dot{V}_0 \left(\Delta p \cdot \frac{n_0^2}{n^2} \right), \quad (3.50a)$$

$$\dot{P}_{tech} = \frac{n^3}{n_0^3} \cdot \dot{P}_0 \left(\Delta p \cdot \frac{n_0^2}{n^2} \right). \quad (3.50b)$$

Dieser Ansatz erlaubt in Abschnitt 7.1 die Entwicklung einer verbrauchsoptimalen Steuerungsstrategie während des Pkw-Stillstands, wobei die Drehzahl als Stellgröße dient.

3.3.3 Heiz- und Klimagerät

Die Modellierung des Heiz- und Klimageräts ist von wesentlicher Bedeutung, wenn der elektrische Verbrauch eines steuerbaren Gebläses während der dynamischen Optimierung berücksichtigt werden soll. Die vom Gebläse geförderte Luft strömt durch ein Netzwerk von Kanälen und Kammern im Heiz- und Klimagerät bis in die Fahrgastzelle hinein. Das Heiz- und Klimagerät ist bei einer Pkw-Klimaanlage in der Regel zwischen dem Armaturenbrett und dem Motorraum baulich angeordnet. Seine primäre Funktionalität ist eine ideale Temperierung der Luft für die Gewährleistung des thermischen Komforts der Insassen. Watanabe (2002) gibt einen Überblick über Heiz- und Klimageräte mit verschiedensten Platzierungen von Steuerklappen sowie über die Anordnung des Verdampfers und des Heizungswärmeübertragers für die Temperierung der Luft.

In Abbildung 3.22 ist die im Rahmen dieser Arbeit implementierte Anordnung aufgezeigt.

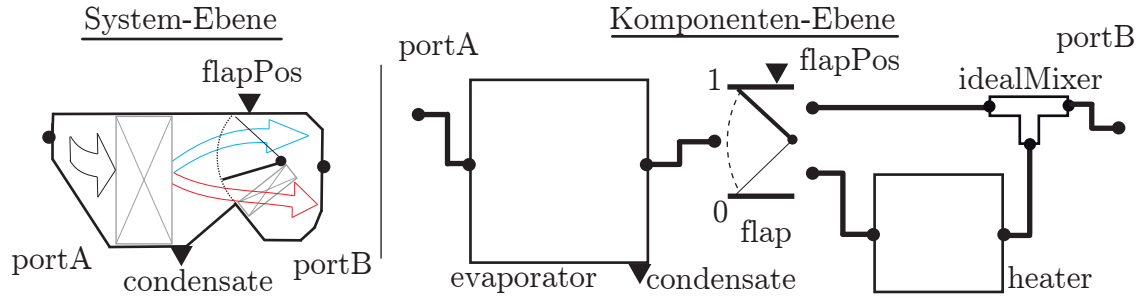


Abbildung 3.22: Links: Blockdiagramm des Heiz- und Klimagerätmodells. Rechts: Blockdiagramme der Teilmodelle des Heiz- und Klimagerätmodells.

Das Modell des Heiz- und Klimageräts enthält sowohl ein Verdampfermodell (**evaporator**) als auch ein Heizungswärmeübertragermodell (**heater**). Die Luftklappe (**flap**) steuert die Luftmenge, die durch den Heizungswärmeübertrager strömt, um die erwünschte Temperatur am Austritt der idealen Mischungskomponente (**idealMixer**) zu erreichen. Der Druckverlust zwischen **portA** und **portB** wird wie folgt berechnet:

$$\Delta p = K \cdot \varrho_{ft,L} \cdot \frac{\dot{V}^2}{2} \quad \text{mit} \quad K = \frac{\zeta}{A^2}, \quad (3.51)$$

wobei K der Widerstandszahl für Rohrleitungselemente bei unbekannter Querschnittsfläche entspricht (s. Michalek u. a. 2004). Dieser Ansatz ist dann vorteilhaft, wenn keine CAD-Daten des Heiz- und Klimageräts vorhanden sind. Wenn jedoch neue Verdampfer- und Heizungswärmeübertragermodelle getestet werden sollen, ist die Identifizierung neuer Widerstandszahlen notwendig. Domschke u. Matthes (2006) schlagen die Anwendung der Stromfadentheorie vor und betrachten den gesamten Druckverlust als eine Reihen- und Parallelschaltung der Druckverluste einzelner Komponenten, wie beispielsweise den Verdampfer und den Heizungswärmeübertrager. Dieser Modellierungsansatz kann für komplexe Heiz- und Klimagerätgeometrien zu aufwendigen Modellierungsprozessen führen.

In Abbildung 3.23 ist die vereinfachte Annahme für die Gebläseförderkennlinie und die Druckverlustkennlinie von verschiedenen Heiz- und Klimageräten und Gebläsedrehzahlen für den Pkw im Stillstand dargestellt (Hucho (Hrsg.) 2005). Für das im Rahmen dieser Arbeit implementierte Druckverlust-Modell wirkt sich beispielsweise die Änderung des Lüftungsmodus (Umluft, Frischluft, Defrost, usw.) in der Widerstandszahl K in Gleichung 3.51 nicht aus. Für die dynamische Optimierung wird das Heiz- und Klimagerätmodell zuerst mit einem konstanten Wert der Strömungswiderstandszahl K modelliert. Die Strömungswiderstandszahl K kann mit Zuhilfenahme der Gebläse-kennlinie bei nominaler Drehzahl und einem für die mobile Anwendung typischen Volumenstrom $\dot{V} = 0.122 \text{ m}^3/\text{s}$ (s. Abschnitt 3.3.2) bestimmt werden. Michalek u. a. (2004, 2005) führten CFD-Untersuchungen für die Berechnung der Widerstandszahl K bei unterschiedlichen Klappeneinstellungen durch. Ihre Ergebnisse wurden von Frigge

u. Trapp (2005) erfolgreich in ein Widerstandszahl basiertes Modell für die Echtzeitanwendung (Reglertest) umgesetzt. Für die Berücksichtigung unterschiedlicher Lüftungsmodi kann mit diesem Basismodell und CFD-Untersuchungen beispielsweise eine Heiz- und Klimagerätbibliothek für die Untersuchung von detaillierten Regelungsstrategien in Zusammenarbeit mit OEMs implementiert werden.

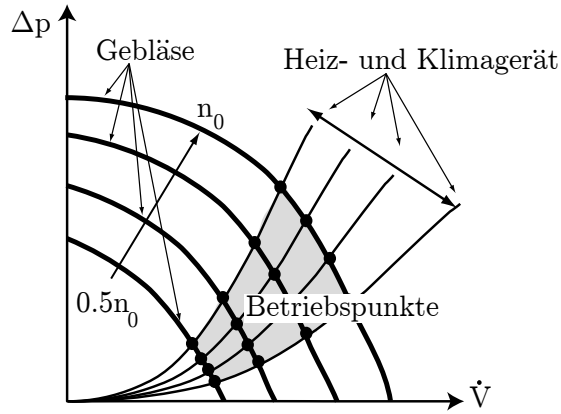


Abbildung 3.23: Schematische Darstellung der Gebläseförderkennlinie bei unterschiedlichen Drehzahlen und der Druckverlustkennlinie von verschiedenen Heiz- und Klimageräten und die daraus resultierenden Betriebspunkte für einen Pkw im Stillstand (vgl. z.B. Hucho (Hrsg.) 2005).

3.3.4 Fahrgäste

Die Fahrgäste führen dem Luftvolumen der Fahrgastzelle sowohl Energie in Form von sensibler und latenter Wärme als auch Feuchtigkeit in Form der Wasserabgabe durch die Transpiration (Schweißbildung und Atmung) zu. Hönnmann (1990) fasst diese Werte für behagliche Lufttemperaturen in Abbildung 3.24 zusammen. Ähnliche Werte sind auch in Polenski (1986) und in der Richtlinie VDI 2078 (1996) zu finden. Diese Werte können für die gesamte Wärmeabgabe aus Gleichung 3.52a anhand eines kubischen Polynoms in Gleichung 3.52b berechnet werden:

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_{sens} + \dot{m}_h \cdot \Delta h_v, \quad (3.52a)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_h(T) = & -0.0103 \left[\frac{W}{K^3} \right] T^3 + 9.2599 \left[\frac{W}{K^2} \right] T^2 - 2767.6 \left[\frac{W}{K} \right] T + \\ & + 275846 [W], \end{aligned} \quad (3.52b)$$

wobei der sensible Anteil \dot{Q}_{sens} aus der Konvektion, der Strahlung und der Leitung entsteht. Der latente Anteil ergibt sich aus der Transpiration durch den Verdampfungsenthalpiestrom $\dot{m}_h \cdot \Delta h_s$ des Wassers. Für den Massenstrom \dot{m}_h , der aus der Transpiration entsteht, wird eine exponentielle Korrelation eingesetzt:

$$\dot{m}_h = 3 \cdot 10^{-11} \left[\frac{g}{s} \right] e^{0.0681 \left[\frac{1}{K} \right] \cdot T}. \quad (3.53)$$

Die Korrelationen 3.52b und 3.53 gelten für eine normal gekleidete sitzende Person bei leichter Beschäftigung und ruhiger Luft, was typischerweise den Bedingungen während

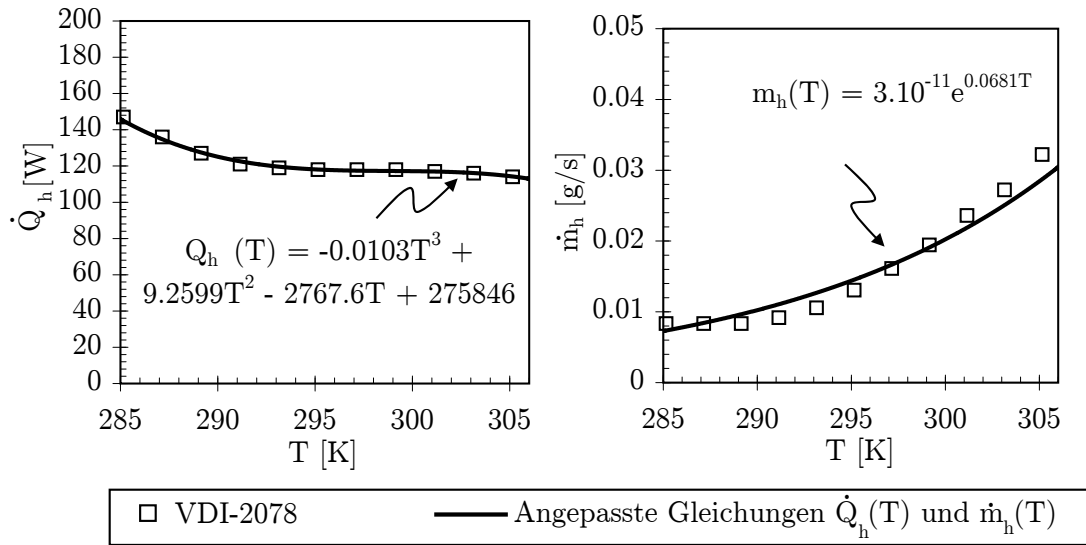


Abbildung 3.24: Links: Temperaturabhängige gesamte Wärme einer Person bei leichter Beschäftigung. Rechts: Transpiriertes Wasser einer Person in Abhängigkeit der Innenraumtemperatur.

einer Fahrt entspricht. In den Gleichungen 3.52 und 3.53 liegt keine Abhängigkeit der Austauschgrößen von der Wasserbeladung der Luft vor. Die Werte sind lediglich gemittelt für eine relative Luftfeuchte von 30% bis 70%. Insbesondere der ausgetauschte Wassermassenstrom ist stark abhängig vom Partialdruckgefälle zwischen der Körperoberfläche des Passagiers und der Luft, so dass die Gleichungen für detaillierte Auslegungssimulationen zu erweitern wären. Ein möglicher Ansatz könnte ein physiologisches Modell für die Abbildung des ausgetauschten Wasserdampfmassenstroms in Abhängigkeit der Partialdruckdifferenz zwischen der Hautoberfläche und der Innenraumluft sein (s. Wang u. a. 2002; Dusan u. a. 2004).

3.3.5 Frischluft-Mischer

Für die Steuerung der Beimengung der frischen Luft in die Fahrgastzelle wurde ein idealer Mischer implementiert. Die eintretenden Massenströme (Luft und Wasserdampf) aus der Umgebung ($\dot{m}_{ein,u}^k$, $k = 1 \dots 2$) und der Fahrgastzelle ($\dot{m}_{ein,fahrgastzelle}^k$, $k = 1 \dots 2$) hängen vom Frischluftklappen-Öffnungsgrad (`flapPos`) ab. Der Austrittsmassenstrom (\dot{m}_{aus}^k , $k = 1 \dots 2$) wird von der Gebläse-Kennlinie (s. Abschnitt 3.3.2) in Abhängigkeit vom Druckverlust im Heiz- und Klimagerät (s. Abschnitt 3.3.3) bestimmt. Die Massen- und Energiebilanz des massenlosen idealen Frischluft-Mischers sind wie folgt aufgestellt:

$$0 = \sum_{i=1}^2 \dot{m}_{ein,u}^k + \sum_{i=1}^2 \dot{m}_{ein,rez}^k - \sum_{i=1}^2 \dot{m}_{aus}^k, \quad (3.54)$$

$$0 = \sum_{i=1}^2 \dot{H}_{ein,u}^k + \sum_{i=1}^2 \dot{H}_{ein,rez}^k - \sum_{i=1}^2 \dot{H}_{aus}^k. \quad (3.55)$$

Der Frischluftmassenstrom ist in Abhängigkeit der Frischluftklappe mit der Beziehung $\sum_{i=1}^2 \dot{m}_{ein,u}^k = -flapPos \cdot \sum_{i=1}^2 \dot{m}_{aus}^k$ berechnet. Bei geöffneter Frischluftklappe ($flapPos=1$) wird nur Luft aus der Umgebung angesaugt. Im geschlossenen Zustand ($flapPos=0$) strömt nur Luft aus der Fahrgastzelle in den Frischluft-Mischer ein (Rezirkulation- bzw. Umluftmodus). Im Frischluft-Mischer wird angenommen, dass der Umgebungsdruck p_u näherungsweise herrscht.

3.3.6 Umgebung

Die Wetterbedingungen wie die Solarstrahlung spielen bei der Entwicklung von Klimatisierungskonzepten eine entscheidende Rolle (vgl. Habig u. a. 2004) und sollen in diesem Abschnitt anhand eines vereinfachten Modells der Umgebung berücksichtigt werden. Die vorgegebenen Wetterbedingungen sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Tabelle 3.1: Eingangsgrößen des Umgebungsmodells.

Größe	Symbol	Einheit
Solarstrahlung	\dot{Q}_u	[W]
Lufttemperatur	$T_{ft. L,u}$	[K]
Relative Luftfeuchtigkeit	φ	[%]

Mit der relativen Luftfeuchte und der Temperatur können thermophysikalische Eigenschaften, wie beispielsweise die spezifische Enthalpie der feuchten Luft, ermittelt werden. Reale Wetterbedingungen können mit diesem Modell nachsimuliert werden, indem gemessene Wetterbedingungen wie z.B. vom Deutschen Wetterdienst mit dem Werkzeug FIRE (s. Anhang D) in das Gesamtmodell eingebunden werden und als Input für das Umgebungsmodell übergeben werden. Das Sprachelement `inner-outer` der Modellierungssprache Modelica (vgl. Tiller 2001) erlaubt einen eleganten und übersichtlichen Modellierungsansatz für dieses Teilmodell. Damit können alle Komponenten des Luftkreislaufs (s. Abbildung 3.17) auf die vorgegebenen Wetterbedingungen zugreifen. In Abbildung 3.25 ist die Anwendung des Umgebungsmodells mit gemessenen Wetterbedingungen aus den FIRE-Blocks exemplarisch dargestellt.

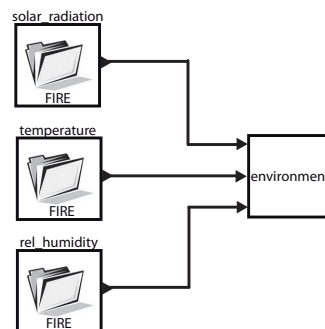


Abbildung 3.25: Modelica Block-Komponenten des Umgebungsmodells mit den FIRE-Blocks für die Simulation mit gemessenen Umgebungsbedingungen wie Solarstrahlung, Temperatur und relative Luftfeuchtigkeit.

Kapitel 4

Experimentelle Modellkalibrierung

Ein wichtiger Aspekt bei der Modellierung besteht darin, für die Anwendung in dynamischen Optimierungsrechnungen einen Kompromiss zwischen der Modellgenauigkeit und der Modellierungstiefe zu finden. Bei der Modellerstellung in Kapitel 3 wurden Parameter, die die Modellgüte beeinflussen, eingeführt. Diese Parameter werden in diesem Kapitel aus Messdaten identifiziert. Moderne und klassische Optimierungsverfahren werden für die Minimierung der Modellungenauigkeit anhand eines geeigneten Gütemaßes und für die Implementierung der in Kapitel 6 vorgestellten Optimierungsbibliothek für dynamische Systeme eingeführt.

4.1 Modellkalibrierung als Optimierungsproblem

Bei der Überprüfung der Modellkonsistenz ist es sinnvoll, eine Fehlerfortpflanzungsanalyse der gemessenen Systemgrößen durchzuführen, um zu kontrollieren, ob die Modellabweichungen innerhalb der Messungenauigkeiten liegen. Böttcher (2006) hat beispielsweise eine Fehlerfortpflanzungsanalyse für die Auswertung der Messergebnisse der Wasserspeicherung in einem mobilen Pkw-Verdampfer realisiert. Die Bestimmung der Messunsicherheit eines solch komplexen Systems kann zu einer aufwendigen Modellüberprüfung führen. Eine Alternative hierzu ist die Anwendung einer einzigen Prüfgröße, die die Modellgenauigkeit bezogen auf einen vorhandenen Messdatensatz abbildet. Diese Prüfgröße kann weiterhin für die Anwendung in der Modellkalibrierung eingesetzt werden. Die Modellkalibrierung kann als statisches Optimierungsproblem betrachtet werden, denn das Ziel ist die Minimierung der Modellungenauigkeiten bzw. der Prüfgröße für verschiedene gemessene stationäre Betriebspunkte. In vielen Fällen ist eine analytische Form der zu minimierenden Prüfgröße nicht vorhanden, sondern das Ergebnis einer Simulation eines komplexen mathematischen Modells. Um dieses Optimierungsproblem zu lösen, wird eine geeignete Klasse von Optimierungsverfahren verlangt. Die Definition der Prüfgröße sowie die Auswahl geeigneter Optimierungsverfahren werden in den nächsten Abschnitten näher erläutert. Anschließend wird die Modellgüte anhand der Prüfgröße mit bestehenden Messdatensätzen geprüft.

4.1.1 Minimierung der Modellungenauigkeiten

Ein statistisches Maß für die Bestimmung der Modellgüte ist die Prüfgröße χ^2 . Die χ^2 -Prüfgröße ist ein etablierter Test für die Bestimmung der Güte von an Messdaten angepassten Parametern einer analytischen Gleichung (vgl. Bevington 1969). Bei einer Modellanpassung mit der Berücksichtigung einer einzigen oder aus mehreren Messgrößen abgeleiteten Messgröße wird folgende Gleichung angewandt:

$$\chi^2(\mathbf{p}) = \frac{1}{n_{mess} - n_p} \cdot \sum_{i=1}^{n_{mess}} w_i \cdot [\bar{y}_i - f(x_i, \mathbf{p})]^2. \quad (4.1)$$

Die Zahlen $n_{mess} \in \mathbb{N}$ und $n_p \in \mathbb{N}$ entsprechen der Anzahl von Messpunkten bzw. der Anzahl von den anzupassenden Parametern. Unter der Annahme, dass die statistischen Fehler der Messgrößen eine Gauß-Verteilung aufweisen, nimmt die Summe der Fehlerquadrate (Modellabweichungen) eine Verteilungsfunktion der χ^2 -Form an. Die Differenz $n = n_{mess} - n_p$ bildet den sogenannten Freiheitsgrad der χ^2 -Verteilungsfunktion und dient als Parameter für die Bestimmung der Signifikanz der Modellanpassung. Die gemittelten Messwerte eines stationären Betriebspunktes sind als \bar{y}_i in den Gleichungen 4.1 gekennzeichnet. Die Modellergebnisse der gemessenen Größe als Funktion der zu optimierenden Parameter sind in $f(\mathbf{x}, \mathbf{p})$ dargestellt. Der Vorteil der Anwendung von χ^2 als Prüfgröße besteht darin, dass statistische Ungenauigkeiten der Messgrößen (statistischer Fehler, vgl. Abbildung 4.1) in den Wichtungsfaktoren w_i berücksichtigt werden können.

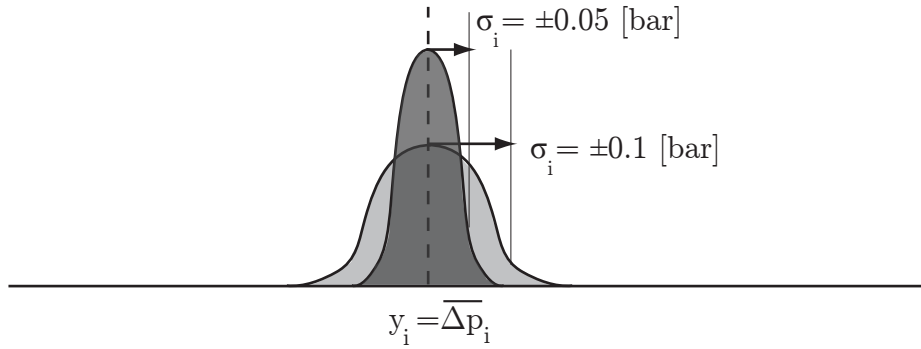


Abbildung 4.1: Qualitative Darstellung der Dichtefunktion der gemessenen Größe y_i mit dem absoluten Messfehler.

Besitzt eine Messreihe einen zu hohen absoluten Fehler, fällt sie bei der Berechnung von χ^2 geringer ins Gewicht ($w_i = 1/\sigma_i^2$). Bei der Modellkalibrierung wird der Parametersatz gesucht, der die χ^2 -Funktion minimiert:

$$\chi^2(\mathbf{p}) \rightarrow \min_{\mathbf{p}}, \quad \chi^2 : \mathbb{R}^{n_p} \mapsto \mathbb{R}. \quad (4.2)$$

Eine gute Modellanpassung liefert bei guten Messdaten erfahrungsgemäß $\chi_{min}^2(\mathbf{p}) \leq 1$. Für die Anwendung des χ^2 -Wertes als Prüfgröße wird die kältemittelseitige Druckabfallbeziehung des Speicherverdampfers (Abschnitt 3.1.2) herangezogen. Es werden

zwei Modellansätze angenommen. Bei der ersten Annahme handelt es sich um eine quadratische Abhängigkeit des Druckabfalls zum Kältemittelmassenstrom. Bei der zweiten Annahme wird hingegen eine lineare Beziehung angenommen. Es werden zwei verschiedene Messungenauigkeiten angegeben: $\sigma_i = \pm 0.05 \text{ [bar]}$ und $\sigma_i = \pm 0.1 \text{ [bar]}$. Diese Messungenauigkeiten nehmen die mathematische Form einer Gauß-Dichtefunktion, wie in Abbildung 4.1 schematisch dargestellt, an. Die χ^2_{\min} -Werte aus dem ersten Kalibrierungslauf mit Messunsicherheit $\sigma_i = \pm 0.05 \text{ [bar]}$ (s. Graphiken (a) und (b) in Abbildung 4.2) zeigen, dass die Modellannahme für den Druckabfall mit der quadratischen Abhängigkeit des Massenstroms einen geringeren Wert der Prüfgröße χ^2 aufweist ($\chi^2_{(a),\min} < \chi^2_{(b),\min}$). Dies hat zur Folge, dass die Modellannahme mit der quadratischen Beziehung die Messdaten genauer abbildet.

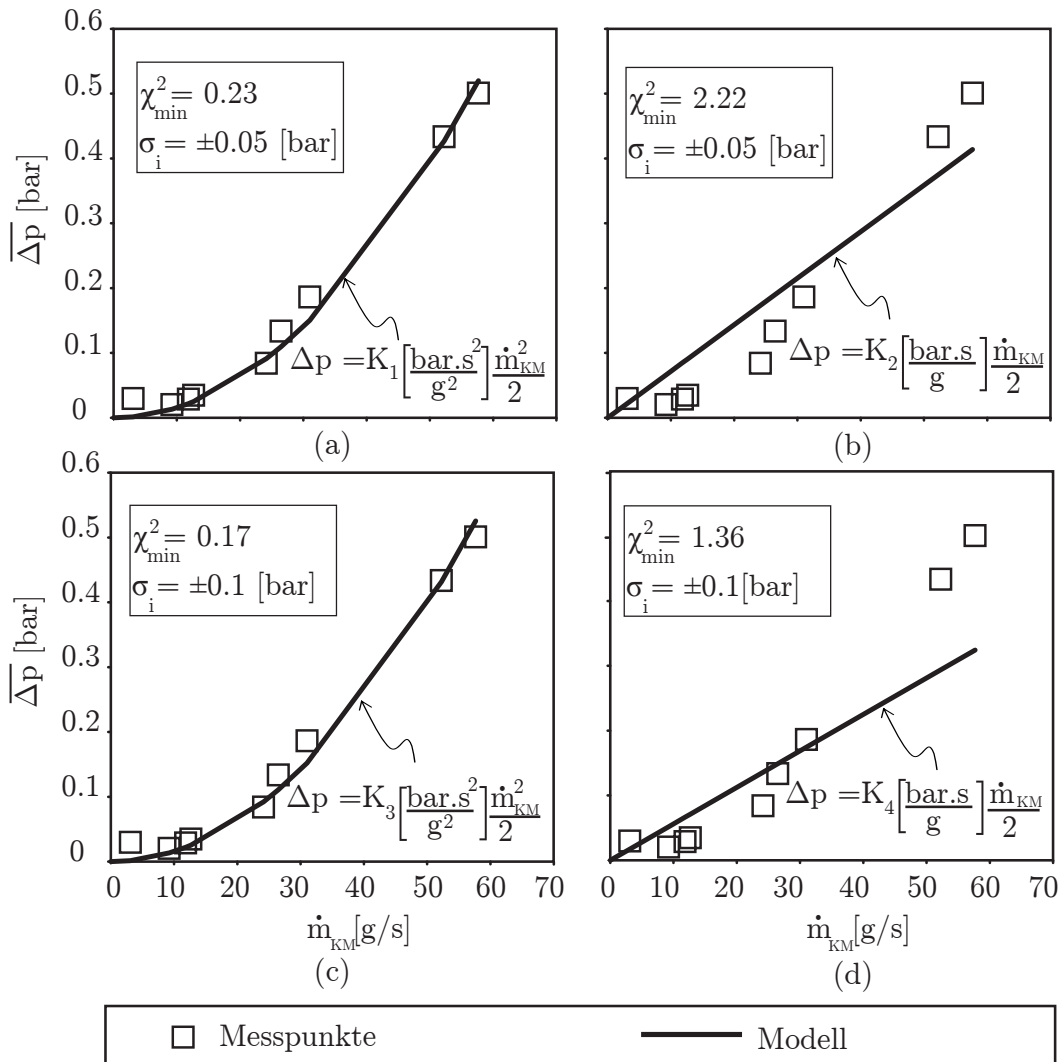


Abbildung 4.2: Auswirkung einer Änderung des Modellierungsansatzes und der Messunsicherheit σ_i auf die Prüfgröße χ^2 .

Beim zweiten Kalibrierungslauf wird die Messungenauigkeit auf $\sigma_i = \pm 0.1 \text{ [bar]}$ erhöht. Die Tendenz, dass die Modellierungsannahme mit der quadratischen Beziehung die

Messdaten gut abbildet, wird in diesem Kalibrierungslauf bestätigt ($\chi_{(c),min}^2 < \chi_{(d),min}^2$). Die resultierenden χ_{min}^2 -Werte weisen im Vergleich zum vorherigen Kalibrierungslauf geringere Werte auf. Allerdings bedeutet es nicht, dass die Modelle genauer sind. Die geringeren Werte sind so zu interpretieren, dass es wahrscheinlicher ist, die Modelle an die gestreuten Messdaten anzupassen. Diese Wahrscheinlichkeiten bzw. Signifikanzen (Merziger u. a. 2001) sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst. Der Signifikanz-Test würde, wie erwartet, in beiden Kalibrierungsläufen die Modellierungsannahme mit der quadratischen Abhängigkeit des Druckabfalls zum Kältemittelmassenstrom vorziehen.

Tabelle 4.1: Signifikanz-Werte aus dem χ^2 -Test mit Freiheitsgrad $n = 8$ für die Anpassung der verschiedenen Modellannahmen und Messungenauigkeiten (s. Abbildung 4.2).

Kalibrierungslauf	(a)	(b)	(c)	(d)
Signifikanz				
$P(\chi^2 \leq n \cdot \chi_{min}^2, n = 9 - 1)$	2%	97%	0.7%	78%

Ist der χ^2 -Wert aus Gleichung 4.1 das Ergebnis einer Simulation oder einer nichtlinearen mathematischen Funktion des Parameter-Vektors \mathbf{p} , so können Optimierungsalgorithmen für die Lösung des statischen Optimierungsproblems in Gleichung 4.2 und des dynamischen Optimierungsproblems in Kapitel 7 angewandt werden. Marquardt (2003) listet einige der Schwierigkeiten bei der Lösung nichtlinearer Optimierungsprobleme wie folgt auf:

- Unstetigkeiten in der Zielfunktion und/oder Restriktionen. → Durch die Betriebspunkt-Diagramme (vgl. Abbildungen 3.7 und 3.14) bei der Modellerstellung entstehen „if-then-else“-Logiken (s. Kolda u. a. 2003), die Unstetigkeiten in der Zielfunktion verursachen können.
- Modell-Nichtlinearitäten. → Die thermischen Widerstände R_1 und R_2 (vgl. Gleichung 3.2) des Verdampfermodells besitzen nicht-lineare Abhängigkeiten von den Fluidtemperaturen und von den Fluidmassenströmen, die zu einer nicht-konvexen Zielfunktion führen können.
- Nicht definierte Optima durch schlechte quadratische Approximation der Zielfunktion für die Lösung des lokalen Optimierungsproblems (vgl. Abschnitt 4.1.2). → Die Zielfunktion wird aus Simulationsergebnissen der erstellten Modelle approximiert. Numerisches Rauschen und Fließkommaarithmetik können eine glatte und definierte Zielfunktion zu einer nicht-glatten Zielfunktion führen (s. Kolda u. a. 2003).
- Zielfunktionen mit einem flachen Verlauf und nicht-konvexen Zielfunktionen mit zahlreichen lokalen Optima. → Falsche Formulierung und Wichtung der Optimierungskriterien können zu einem flachen und nicht-konvexen Verlauf der Zielfunktion führen.

Werden die genannten Aspekte und die Komplexität der Modellierungsannahmen aus Kapitel 3 betrachtet, so kommt nur eine Klasse von Optimierungsalgorithmen für die Anwendung in der vorliegenden Arbeit in Frage: die gradientenfreien Optimierungsalgorithmen.

4.1.2 Gradientenfreie Optimierungsalgorithmen

Einer der Vorteile der gradientenfreien Verfahren ist neben der Robustheit die vereinfachte Kopplung mit verschiedenen Simulationsprogrammen. In Abbildung 4.3 ist diese Kopplung mit verschiedenen Simulationsprogrammen (Software Components, SW-C) aufgezeigt. Diese vereinfachte Kopplung kann beispielsweise die simulationsbasierte Optimierung bzw. die Kalibrierung von komplexen Systemen, die zum Beispiel mit Hilfe von Co-Simulation-Tools abgebildet werden, unterstützen (s. Kossel u. a. 2006a, b). Des Weiteren können die selben Algorithmen sowohl für die Bestimmung von optimalen geometrischen Parametern eines Wärmeübertragers (vgl. Correia u. a. 2007), als auch für die Modellkalibrierung oder dynamische Optimierung der in dieser Arbeit untersuchten Kältekreislaufkomponenten eingesetzt werden.

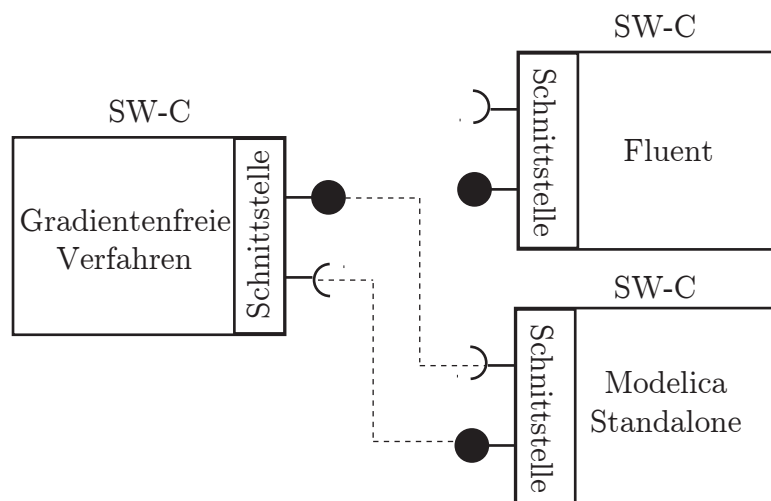


Abbildung 4.3: Vereinfachte Kopplung der gradientenfreien Verfahren mit verschiedenen Simulationsprogrammen (SW-C).

Die Schnittstelle zwischen den SW-C (s. Abbildung 4.3) kann durch das Einlesen und das Schreiben von Eingabe- bzw. Ausgabedateien oder mittels eines Middlewares realisiert werden (s. z.B. Kossel u. a. 2006a). Nachteil der gradientenfreien Algorithmen ist die Optimierungszeit, wenn die Dimension des zu optimierenden Problems (Anzahl der Optimierungsparameter) hoch ist. Moderne gradientenfreie Optimierungsalgorithmen (s. beispielsweise Vanden Berghen 2004) sind allerdings in der Lage, die notwendigen Berechnungen der Zielfunktion in einem Computernetzwerk zu verteilen, was die Optimierungszeit für zeitintensive Simulationen erheblich reduzieren kann. Unter diesem Aspekt wird in dieser Arbeit die Dimension des zu optimierenden Problems

niedrig gehalten (z.B. $n_p \leq 10$).

Im Rahmen dieser Arbeit wurden verschiedene gradientenfreie Optimierungsalgorithmen betrachtet. Eine Klassifizierung der gradientenfreien Algorithmen ist in Abbildung 4.4 dargestellt.

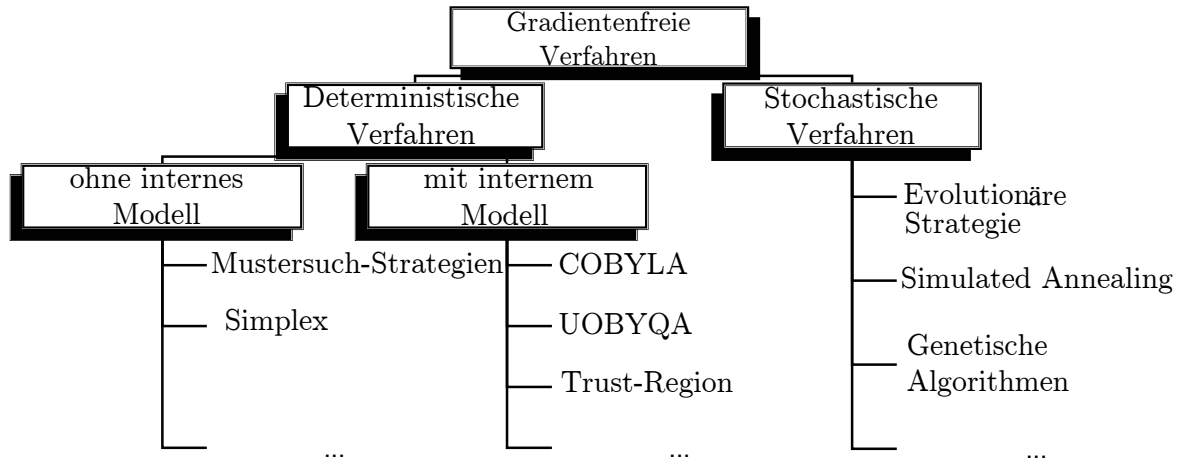


Abbildung 4.4: Gradientenfreie Optimierungsalgorithmen.

Grundsätzlich können gradientenfreie Optimierungsverfahren in zwei Klassen geteilt werden. Eine Klasse bilden die stochastischen Verfahren. Diese Verfahren setzen statistische Funktionen ein, um beispielsweise die Reproduktionsmechanismen der Natur wie Crossover und Mutation während des Optimierungsprozesses abzubilden und nach dem Prinzip *survival of the fittest* ein Optimum zu erreichen. Sie sind in der Regel globale Optimierungsalgorithmen (Ergebnis ist ein globales Optimum). Dazu zählen sowohl evolutionäre und genetische Algorithmen (Wall 1996), als auch das simulierte Kühlen (simulated annealing) (s. z.B. Press u. a. 2002). Diese Algorithmen-Klasse ist für niedrigdimensionale Optimierungsprobleme mit rechenintensiven Zielfunktionen in der Regel sehr zeitaufwendig und erfüllt deshalb nicht die spezifischen Anforderungen der im Rahmen dieser Arbeit gestellten Optimierungsaufgaben.

Die zweite Klasse bilden die deterministischen Verfahren. Sie beruhen im Gegensatz zu den obigen Verfahren darauf, dass sie keine statistischen Funktionen anwenden. Die deterministischen Verfahren liefern als Ergebnis ein lokales Optimum und werden deshalb auch lokale Optimierungsalgorithmen genannt. Welches lokale Optimum gefunden wird, ist bei diesen Verfahren im Allgemeinen vom Startwert der zu optimierenden Parameter abhängig. Startwertabhängigkeit bedeutet hierbei auch: Je näher sich der Startpunkt am lokalen Optimum befindet, desto schneller ist eine Konvergenz zur lokalen optimalen Lösung. Zum deterministischen Verfahren gehören Algorithmen mit und ohne Ersatzmodell. Algorithmen ohne Ersatzmodell sind die Mustersuch-Strategien wie PDS (Parallel Direct Search, s. Dennis u. Torczon 1991) und das klassische Optimierungsverfahren Simplex nach Nelder u. Mead (1965). Deterministische Verfahren mit Ersatzmodell bzw. internem Modell (surrogate model) approximieren die Zielfunktion um den Iterationspunkt \mathbf{p}_k beispielsweise mit Interpo-

lationspolynomen. Im Folgenden werden die Approximation der Zielfunktion während des Optimierungsprozesses und der Unterschied zwischen gradientenbasierten und gradientenfreien Verfahren mit Ersatzmodell aufgezeigt.

Mit Hilfe einer Taylor-Reihen-Entwicklung bis zum zweiten Ordnungsterm kann die Zielfunktion f bei der Optimierungiteration k wie folgt approximiert werden:

$$f(\mathbf{p}_k + \mathbf{s}_k) \approx m_k(\mathbf{s}_k) = f(\mathbf{p}_k) + \langle \mathbf{s}_k^T, \mathbf{g}_k \rangle + \frac{1}{2} \langle \mathbf{s}_k^T, \mathbf{H}_k \mathbf{s}_k \rangle + \dots, \quad (4.3)$$

wobei $\mathbf{p} \in \mathbb{R}^{n_p}$ dem Vektor der zu optimierenden Parameter entspricht. Der Vektor $\mathbf{s}_k \in \mathbb{R}^{n_p}$ ist die Iterationsschrittweite $\mathbf{p}_{k+1} = \mathbf{p}_k + \mathbf{s}_k$. Der Operator $\langle \cdot, \cdot \rangle$ bedeutet das Skalarprodukt zweier Vektoren. Den Vektor der Gradienten stellt $\mathbf{g}_k \in \mathbb{R}^{n_p}$ und $\mathbf{H}_k \in \mathbb{R}^{n_p \times n_p}$ die Hessematrix der Zielfunktion im Iterationspunkt k dar. Bei jeder Iteration sollen die notwendigen und hinreichenden Optimalitätsbedingungen erfüllt werden:

$$\nabla_{\mathbf{s}} m_k(\mathbf{s}_k) = 0 \rightarrow \langle \mathbf{H}_k, \mathbf{s}_k \rangle = -\mathbf{g}_k, \quad \text{und} \quad (4.4a)$$

$$\mathbf{s}_k^T \mathbf{H}_k \mathbf{s}_k > 0, \quad \forall \mathbf{s}. \quad (4.4b)$$

Der Unterschied zwischen den hier betrachteten gradientenfreien Verfahren mit Ersatzmodell und den gradientenbasierten Verfahren wie beispielsweise SQP-Verfahren (s. Franke 1998) liegt in der Regel darin, wie der Gradientenvektor und die Hessematrix der Zielfunktion bei der Iteration k bestimmt werden. SQP-Verfahren bestimmen beispielsweise die Hessematrix mittels numerischer Aufdatierung nach Broyden, Fletcher, Goldfarb und Shanno (BFGS-Formel) (s. z.B. Powell 1978) oder mittels automatischer Differentiation der ursprünglichen Zielfunktion (vgl. Franke 1998). Gradientenfreie Verfahren mit Ersatzmodell dagegen berechnen die Hessematrix und den Gradientenvektor mittels Ersatzmodellen, wie beispielsweise mehrdimensionale quadratische Lagrange-Interpolationspolynome (vgl. Sauer u. Xu 1995). Beispiele gradientenfreier Verfahren sind die Algorithmen COBYLA (constrained optimization by linear approximation) und UOBYQA (unconstrained optimization by quadratic approximation) von Powell (2002). Moderne Methoden sind die Trust-Region-Verfahren DFO (Derivative Free Optimization) von Conn u. a. (2000, 1998) und die Erweiterung des UOBYQA-Algorithmus CONDOR (constrained, non-linear, derivative-free parallel optimizer for continuous, high computing load, noisy objective functions) von Vanden Berghen (2004). Der CONDOR Optimierungslöser zusammen mit dem Simplex-Verfahren nach Nelder und Mead bilden die Basis für die in Kapitel 6 beschriebene Bibliothek für dynamische Optimierung innovativer thermischer Systeme.

Für die meisten praxisrelevanten Anwendungen muss der Parameterraum eingeschränkt werden, um beispielsweise technische Grenzen von Auslegungsparametern (wie Wärmeübertragungsflächen) oder physikalische Grenzen von anzupassenden Modellparametern (wie Wärmeübergangskoeffizienten) einzuhalten. Für die im Rahmen dieser Arbeit aufgestellten Optimierungsprobleme müssen technische Grenzen beispielsweise von parametrisierten Stellgrößen (vgl. Abschnitt 6.2.2) oder Modellparametern

während des Optimierungsprozesses eingehalten werden. Der Optimierungsalgorithmus muss in der Lage sein, Optimierungsaufgaben mit Restriktionen wie:

$$m(\mathbf{s}) \rightarrow \min_{\mathbf{s}}, \quad m(\mathbf{s}) : \mathbb{R}^{n_p} \mapsto \mathbb{R} \quad (4.5a)$$

$$\text{mit} \quad \mathbf{b}_l \leq \mathbf{s} \leq \mathbf{b}_u, \quad \mathbf{b}_l, \mathbf{b}_u \in \mathbb{R}^{n_p}, \quad (4.5b)$$

$$\mathbf{A}\mathbf{s} + \mathbf{d} \geq 0, \quad \mathbf{A} \in \mathbb{R}^{n_{lr} \times n_p}, \quad \mathbf{d} \in \mathbb{R}^{n_p} \quad (4.5c)$$

zu lösen. Die Ungleichung 4.5b ist die sogenannte Box-Restriktion und legt obere und untere Grenze von Modellparametern des statischen Optimierungsproblems oder der Stellgrößen des dynamischen Optimierungsproblems fest. Die Ungleichung 4.5c fasst die n_{lr} linearen Restriktionen der zu optimierenden Parameter zusammen. Beispielsweise kann die Beziehung zwischen anzupassenden Wärmekapazitäten eines Modells anhand dieser Restriktionen aufgestellt werden ($C_w > 100 \cdot C_{einb}$, vgl. Gleichungen 3.36 und 3.37). In dieser Arbeit werden zuerst nur die linearen Restriktionen unterstützt, da die Berücksichtigung von nichtlinearen Restriktionen mit dem CONDOR-Algorithmus erfahrungsgemäß zu sehr zeitaufwendigen Optimierungsprozessen führen kann. Für die Lösung des Optimierungsproblems 4.5 mit Restriktionen werden Methoden wie das Aktive-Restriktionen-Verfahren und das Barriereverfahren eingesetzt (s. Fletcher 1987). Aktive-Restriktionen-Verfahren überprüfen bei jedem Iterationsschritt des Optimierungsalgorithmus, ob die Restriktionen des Parameterraumes verletzt werden. Dieses kann für hochdimensionale Optimierungsprobleme zu zeitaufwendigen Lösungsprozessen führen. Das Barriereverfahren erweitert dagegen die Approximation der Zielfunktion mit der logarithmischen Barriere der Elemente des Schlupfvektors $\mathbf{w} = \mathbf{A}\mathbf{s} + \mathbf{d}$ wie folgt:

$$m_k(\mathbf{s}_k) = f(\mathbf{p}_k) + \langle \mathbf{s}_k^T, \mathbf{g}_k \rangle + \frac{1}{2} \langle \mathbf{s}_k^T, \mathbf{H}_k \mathbf{s}_k \rangle - \mu \sum_{i=1}^{n_{lr}} \ln w_i. \quad (4.6)$$

Während des Lösungsprozesses muss der Barriereparameter μ gesteuert werden, so dass in der Nähe des lokalen Optimums $\mu \rightarrow 0$ gilt (vgl. Franke 1998). Vanden Berghen (2004) argumentiert, dass die Steuerung des Barriereparameters zu einer Erhöhung der Anzahl der Iterationen während des Optimierungsprozesses führt. Bei jeder Iteration muss die Hessematrix aktualisiert werden. Für gradientenfreie Verfahren mit Ersatzmodell bedeutet dieses, dass mehr Berechnungen der Zielfunktion $f(\mathbf{p}_k)$ für die Bestimmung des Interpolationspolynoms (für die Bestimmung des Gradientenvektors \mathbf{g}_k und der Hessematrix \mathbf{H}_k) durchgeführt werden müssen. Das im Rahmen dieser Arbeit angewandte gradientenfreie Verfahren CONDOR (Vanden Berghen 2004) nutzt deshalb ein Aktive-Restriktionen-Verfahren, da das Überprüfen der Restriktionen weniger rechenintensiv als die Berechnung der Hessematrix und des Gradientenvektors auf Basis der Zielfunktionswerte $f(\mathbf{p}_k)$ (in dieser Arbeit Simulationsergebnisse aus einem Modelica-Modell) während der Iterationen des Optimierungsalgorithmus ist.

Da in dieser Arbeit keine analytische Form der Zielfunktion $f(\mathbf{p})$ und dadurch kein Gradientenvektor und keine Hessematrix vorhanden sind, sondern das Ergebnis einer

Simulation ist (z.B. aus einem kompilierten Modelica-Modell), wurden für die Anwendung in dieser Arbeit zwei Repräsentanten der Klasse der gradientenfreien Optimierungsalgorithmen ausgesucht: Einer ohne Ersatzmodell (Simplex-Verfahren) und der andere mit Ersatzmodell (Trust-Region-Algorithmus CONDOR). Im Folgenden werden die Grundalgorithmen der beiden Methoden näher erläutert.

Simplex-Verfahren

Das Simplex-Verfahren nach Nelder und Mead kann als einer der einfachsten gradientenfreien Optimierungsalgorithmen klassifiziert werden. Dieses Simplex-Verfahren darf nicht mit dem Simplex-Verfahren für die Lösung linearer Optimierungsaufgaben verwechselt werden (Linear Programming). Im Rahmen dieser Arbeit wird die Implementierung von Press u. a. (2002) für die Lösung nichtlinearer Optimierungsaufgaben eingesetzt. Wie bereits erwähnt, nutzt das Simplex-Verfahren keine Approximation der Zielfunktion während einer Iteration. Es werden Berechnungen der Zielfunktion an den Ecken des Simplex-Gebildes durchgeführt, um die Richtung des nächsten Iterationsschrittes zu bestimmen. Abbildung 4.5 gibt eine geometrische Interpretation der möglichen Iterationsschritte eines zweidimensionalen Simplex-Gebildes (Dreieck), die während des Lösungsprozesses durchgegangen werden können.

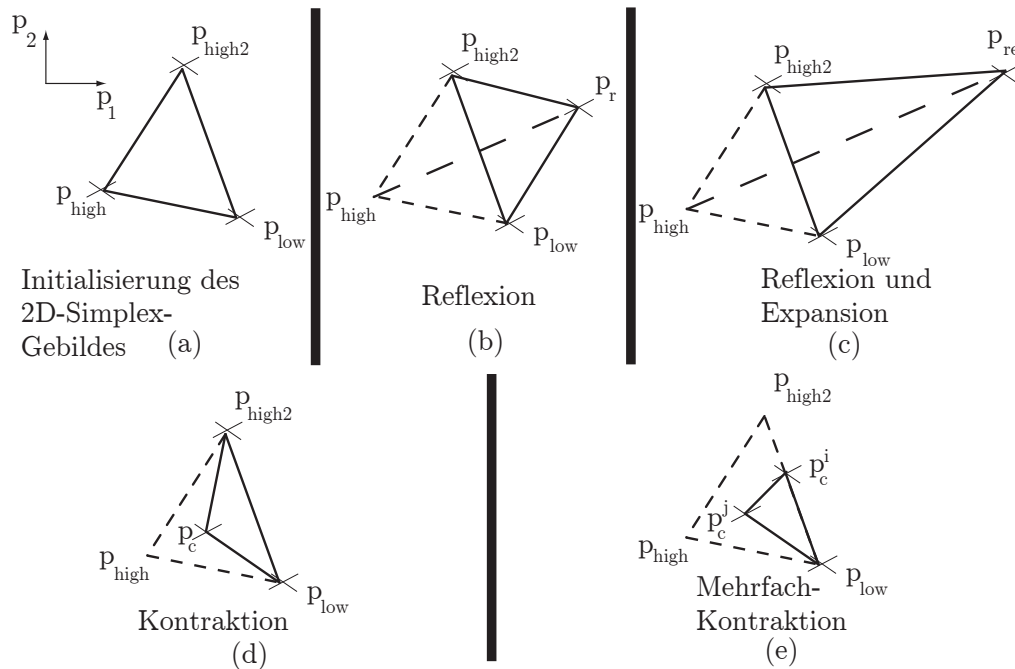


Abbildung 4.5: Graphische Darstellung der möglichen Iterationsschritte des Simplex-Verfahrens nach Nelder u. Mead (1965) für eine zweidimensionale Optimierungsaufgabe $\mathbf{p} \in \mathbb{R}^2$ aus (Press u. a. 2002).

Die Fortschritte des Simplex-Gebildes während des Lösungsprozesses sind in Abbildung 4.5 als eine „Reflektion“ (Abbildung 4.5 (b)) oder „Reflektion und Expansion“ (Abbildung 4.5 (c)) des schlechtesten Parametersatzes \mathbf{p}_{high} aufgezeigt. Ist eine Verbesserung bei einer Reflektion nicht mehr möglich, kontrahiert das Simplex-Gebilde (Abbildung

4.5 (d)). In der Nähe des lokalen Optimums ist keine Verbesserung mehr möglich und das Simplex-Gebilde kontrahiert mehrfach, bis ein minimales Verhältnis zwischen den Zielfunktionswerten $f(\mathbf{p})$ erreicht wird (Abbildung 4.5 (e)). Die wesentlichen Schritte des Simplex-Verfahrens sind in Algorithmus 1 zusammengefasst. Trotz hoher Robustheit des Simplex-Verfahrens, kann die Anwendung dieses Verfahrens zu zeitintensiven Lösungsprozessen führen, wenn die Berechnung der Zielfunktion einer komplexen und rechenintensiven Simulation entspricht. Allein bei der Initialisierung des Simplex-Gebildes sind $n_p + 1$ Zielfunktionsberechnungen notwendig. Für hochdimensionale Optimierungsprobleme (z.B. $n_p > 10000$) ist die Anwendung des Simplexalgorithmus inpraktikabel. Für niedrigdimensionale Optimierungsprobleme wie beispielsweise die Modellkalibrierung des Speicherverdampfers durch Bestimmung des Wärmedurchgangswiderstands kA -Wert ($n_p = 4$, s. Abschnitt 4.2.1) bietet sich die Anwendung des Simplex-Algorithmus an. Für die spätere dynamische Optimierung wird allerdings ein Algorithmus mit einer erhöhten Effizienz angewandt. Dieser Algorithmus wird im Folgenden eingeführt.

- Schritt 1:** Initialisierung des Simplex-Gebildes.
 Setze das Abbruch-Kriterium tol .
 Berechne $(n_p + 1)$ -Mal die Zielfunktion $f(\mathbf{p})$.
- Schritt 2:** Suche des größten $f(\mathbf{p}_{high})$, zweitgrößten $f(\mathbf{p}_{high2})$ und kleinsten $f(\mathbf{p}_{low})$ Zielfunktionswertes im Simplex-Gebilde (vgl. Abbildung 4.5 (a)).
- Schritt 3:** Berechnung des Verhältnisses zwischen den besten und schlechtesten Zielfunktionswerten $\rho = \frac{|f(\mathbf{p}_{high}) - f(\mathbf{p}_{low})|}{|f(\mathbf{p}_{high})| + |f(\mathbf{p}_{low})|}$.
Wenn $\rho \leq tol$ dann
 Stopp.
- Schritt 4:** Reflexion des schlechtesten Punktes $f(\mathbf{p}_{high})$. Berechne die Zielfunktion $f(\mathbf{p}_r)$ (vgl. Abbildung 4.5 (b)).
Wenn $f(\mathbf{p}_r) \leq f(\mathbf{p}_{low})$ dann
Reflexion und Expansion. Berechne $f(\mathbf{p}_{re})$ (vgl. Abbildung 4.5 (c)).
Ansonsten
Wenn $f(\mathbf{p}_r) \geq f(\mathbf{p}_{high2})$ dann
Kontraktion. Berechne $f(\mathbf{p}_c)$ (vgl. Abbildung 4.5 (d)).
Wenn $f(\mathbf{p}_c) \geq f(\mathbf{p}_{high})$ dann
Mehrfach-Kontraktion um den besten Punkt \mathbf{p}_{low} bis $\rho \leq tol$ (vgl. Abbildung 4.5 (e)).
- Schritt 5:** Gehe zu **Schritt 2**.

Algorithmus 1: Simplex nach Nelder u. Mead (1965)

Trust-Region-Verfahren

Das zweite im Rahmen dieser Arbeit eingesetzte Verfahren ist der CONDOR-Algorithmus von Vanden Berghen (2004). Dieser Optimierungslöser gehört zu der Klasse der Trust-Region-Verfahren (vgl. Conn u. a. 2000). Diese Klasse von Algorithmen kann beispielsweise bei der Lösung der Optimierungsaufgaben eingesetzt werden, bei denen keine analytische Form der zu optimierenden Zielfunktion $f(\mathbf{p})$ vorhanden ist. Die Zielfunktionen werden in dieser Arbeit zwar als analytische Gleichung in den Modelica-Codes der Modelle implementiert (vgl. Zeile 18 in Codeauflistung 6.1), deren Werte können jedoch erst nach der Kompilierung und anschließenden Simulation der Modelle bestimmt werden, so dass die Information der analytischen Form verloren geht. Das Ersatzmodell des Trust-Region-Verfahrens (in dieser Arbeit ein Lagrangesches Polynom) umgeht diesen Informationsverlust. Damit braucht der Modellentwickler sich mit diesem Algorithmus nicht weiter um die Bestimmung der für die Optimierung notwendigen Hessematrix und den Gradientenvektor zu kümmern.

Bevor die Erklärung des Verfahrens erfolgt, wird zuerst die Trust-Region wie folgt definiert:

Definition 4.1 *Die Trust-Region ist die Menge aller Parameter, so dass:*

$$\mathfrak{B}_k := \{\mathbf{p} \in \mathbb{R}^{n_p} \mid \|\mathbf{p} - \mathbf{p}_k\|_2 \leq \Delta_k\}, \quad (4.7)$$

wobei Δ_k dem Trust-Region-Radius in Iteration k entspricht.

Der CONDOR-Algorithmus wendet die Euklidische-Norm $\|\cdot\|_2$ für die Definition der Trust-Region an. Im zweidimensionalen euklidischen Raum ist die Trust-Region beispielsweise ein Kreis, in dem die Interpolation der Zielfunktion mittels Lagrange-Polynomen geschieht, um die Hessematrix und den Gradientenvektor zu berechnen. Andere Normen, die die Form des Parameterraums ausnutzen, sind möglich (Conn u. a. 2000). Durch die Normierung des Parameterraums ist es gleichermaßen möglich, die Effizienz des Algorithmus zu steigern. Dieser Aspekt wird in Abschnitt 6.2.1 näher behandelt. Eine zusätzliche Restriktion bei der Lösung der Optimierungsaufgabe aus Gleichung 4.5 wird mit der Anwendung von Trust-Region-Verfahren eingeführt:

$$\|\mathbf{s}_k\|_2 < \Delta_k. \quad (4.8)$$

Der Vorteil der Einführung des Trust-Region-Radius besteht darin, dass bei einer guten Interpolation der Zielfunktion die Schrittweite \mathbf{s}_k erhöht werden kann. Auch bei einer geeigneten Auswahl des Trust-Region-Radius kann die Konvergenz des Algorithmus bei einer indefiniten Hessematrix gewährleistet werden (Vanden Berghen 2004). Diese Eigenschaften vergeben solchen Algorithmusklassen eine hohe Robustheit. In Algorithmus 2 ist der Grundalgorithmus eines Trust-Region-Verfahrens aufgestellt. Bei der Initialisierung (**Schritt 1**) muss mindestens $1/2 \cdot (n_p + 1) \cdot (n_p + 2)$ -Mal (vgl. Ab-

bildung 4.6) die Zielfunktion $f(\mathbf{p})$ aufgerufen werden, um das quadratische Lagrange-Interpolationspolynom aus **Schritt 2** zu berechnen.

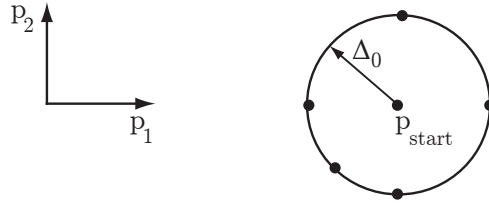


Abbildung 4.6: Generierter Parametersatz bei gegebenem Startpunkt \mathbf{p}_{start} und Trust-Region-Startradius Δ_0 für die Bestimmung des quadratischen Lagrange-Interpolationspolynoms während der Initialisierung des CONDOR-Algorithmus für $\mathbf{p} \in \mathbb{R}^2$.

Die Stützstellen für die Berechnung des Ersatzmodells $m_k(s)$ bei Iteration k müssen weiterhin so ausgesucht werden, dass es möglich ist, ein einziges quadratisch mehrdimensionales Lagrange-Interpolationspolynom durch die Stützstellen zu interpolieren. In Abbildung 4.7 ist ein Beispiel mit guten (links) und schlechten (rechts) ausgesuchten Stützstellen gezeigt. Die Algorithmen für die geeignete Platzierung der Stützstellen des Interpolationspolynoms können in der klassischen Literatur (Sauer u. Xu 1995; Powell 2000; Vanden Berghen 2004; Conn u. a. 2000) gefunden werden. Die Lagrange-Polynombasis wird für jeden neuen Stützstellensatz mit Hilfe eines Gram-Schmidt ähnlichen Orthogonalisierungsverfahrens für jeden Iterationsschritt k aktualisiert (vgl. Conn u. a. 2000, S. 325).

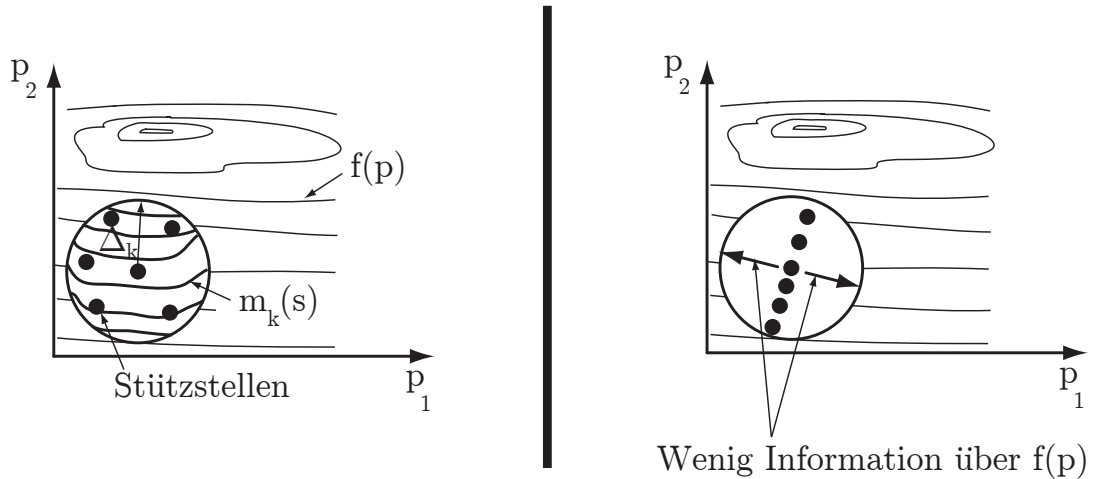


Abbildung 4.7: Graphische Darstellung eines zweidimensionalen Optimierungsproblems $\mathbf{p} \in \mathbb{R}^2$ mit der Trust-Region bei Iterationspunkt k . Links: Der Parametersatz kann ein definiertes Ersatzmodell interpolieren. Rechts: Durch die schlecht platzierten Stützstellen kann das Ersatzmodell nicht exakt definiert werden.

In **Schritt 3** wird das Ersatzmodell minimiert, um den Schritt \mathbf{s}_k zu berechnen (vgl. Gleichung 4.4). In **Schritt 4** wird überprüft, ob eine Verbesserung der Zielfunktion

erzielt wurde. Falls keine Verbesserung vorliegt, stagniert der Algorithmus bei \mathbf{p}_k . Der Trust-Region-Radius wird in **Schritt 5** aktualisiert. Bei einer guten Verbesserung der Zielfunktion verdoppelt sich der Radius. Ansonsten verkleinert er sich oder bleibt konstant (s. **Schritt 5** in Algorithmus 2).

- Schritt 1:** Setze Start-Parametervektor \mathbf{p}_0 und Trust-Region-Radius $\Delta_0 = s_0$.
Setze Grenzwerte: $0 < n_1 < n_2 \leq 1$, z.B. $n_1 = 0.01$ und $n_2 = 0.9$;
 $0 < \gamma_1 \leq \gamma_2 < 2$, z.B. $\gamma_1 = \frac{1}{2}$ und $\gamma_2 = 2$.
Setze End-Trust-Region-Radius $\Delta_{end} = s_{end}$.
Berechne $\frac{1}{2}(n_p + 1)(n_p + 2)$ -Mal die Zielfunktion $f(\mathbf{p})$ und setze $k = 0$.
- Schritt 2:** Berechne das Ersatzmodell $m_k(\mathbf{s})$ in \mathfrak{B}_k .
- Schritt 3:** Berechne einen Schritt \mathbf{s}_k , so dass das Ersatzmodell $m_k(\mathbf{s}_k)$ unter der Restriktion $\mathbf{p}_k + \mathbf{s}_k \in \mathfrak{B}_k$ minimiert wird.
- Schritt 4:** Berechne $f(\mathbf{p}_k + \mathbf{s}_k)$ und berechne das Verbesserungskriterium

$$\rho_k = \frac{f(\mathbf{p}_k) - f(\mathbf{p}_k + \mathbf{s}_k)}{m_k(\mathbf{p}_k) - m_k(\mathbf{p}_k + \mathbf{s}_k)}.$$
- Wenn** $\rho_k \geq n_2$, **dann**
setze $\mathbf{p}_{k+1} = \mathbf{p}_k + \mathbf{s}_k$.
Ansonsten $\mathbf{p}_{k+1} = \mathbf{p}_k$.
- Schritt 5:** Aktualisierung des Trust-Region-Radius:
- $$\Delta_{k+1} = \begin{cases} \gamma_1 \cdot \Delta_k & \text{if } \rho_k < n_1 \\ \Delta_k & \text{if } \rho_k \in [n_1, n_2) \\ \gamma_2 \cdot \Delta_k & \text{if } \rho_k \geq n_2 \end{cases}$$
- Schritt 6:** Setze $k = k + 1$. **Wenn** $\Delta_{k+1} > \Delta_{end}$ **dann**
gehe zu **Schritt 2**.
Ansonsten Stopp.

Algorithmus 2: Trust-Region-Grundalgorithmus nach Vanden Berghen (2004).

Mit der gezielten Auswahl des Trust-Region-Algorithmus wird die zeitintensive Kopplung zwischen dem Optimierungsalgorithmus und dem Modell (Zielfunktion) umgegangen. Die Berechnung der Hessematrix und des Gradientenvektors wird dem Optimierungslöser überlassen. Die Verkürzung des Kopplungsprozesses ist vor allem bei der Lösung dynamischer Optimierungsaufgaben in späteren Abschnitten spürbar. Damit bleibt mehr Zeit für die Modellentwicklung und die Basis zur Entwicklung einer modellentwicklerfreundlichen dynamischen Optimierungsbibliothek ist erzielt (vgl. Abschnitt 1.3).

4.2 Kalibrierung nichtlinearer Modelica-Modelle

Reale dynamische Systeme können durch das Aufstellen von Algebro-Differentialgleichungen (ADGL) modelliert werden. Diese Gleichungen lassen sich in der folgenden impliziten Form zusammenfassen:

$$\mathbf{F}(\dot{\mathbf{x}}(t), \mathbf{x}(t), \mathbf{y}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t) = \mathbf{0}, \quad (4.9)$$

wobei $\mathbf{x}(t) \in \mathbb{R}^{n_x}$ den differentiellen Variablen, $\mathbf{y}(t) \in \mathbb{R}^{n_y}$ den algebraischen Variablen und $\mathbf{u}(t) \in \mathbb{R}^{n_u}$ den Stellgrößen entsprechen. Die zeitinvarianten Auslegungs- und Modellparameter sind in Vektor $\mathbf{p} \in \mathbb{R}^{n_p}$ zusammengefasst und der Skalar $t \in \mathbb{R}$ entspricht der Zeit. Im Allgemeinen kann die Gleichung 4.9 durch algebraische Manipulation in die folgende semi-explizite Form umgeschrieben werden (s. z.B. Ascher u. Petzold 1998):

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{y}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t), \quad (4.10a)$$

$$0 = \mathbf{g}(\mathbf{x}(t), \mathbf{y}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t). \quad (4.10b)$$

Bei nichtlinearen Modellen besitzen die Funktionsvektoren \mathbf{f} und \mathbf{g} nichtlineare Funktionen der differentiellen Variablen \mathbf{x} , der algebraischen Variablen \mathbf{y} sowie der Modellparameter \mathbf{p} und der Zeit t . Nichtlinearitäten können beispielsweise bei der Berechnung der zeitlichen Änderung der Lufttemperatur in der Fahrgastzelle $dT_{ft, L}/dt = f(T_{ft, L})$ auftreten, indem die Funktion f nichtlineare temperaturabhängige spezifische Wärmekapazitäten besitzt (vgl. Gleichung 3.42). Bei der Kalibrierung werden Modellparameter \mathbf{p} für stationäre Betriebspunkte anhand der Minimierung der χ^2 -Funktion (Gleichungen 4.1) bestimmt. Für die Minimierung der χ^2 -Funktion können beispielsweise die genannten Optimierungsalgorithmen angewandt werden. Im Folgenden wird der Kalibrierungsprozess der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten nichtlinearen Modelica-Modelle näher erläutert. Die angepassten Parameter können aus Gründen der Vertraulichkeit nicht spezifiziert werden. Es werden zur Orientierung allerdings die physikalischen oberen und unteren Grenzen angegeben.

4.2.1 Speicherverdampfer

Am Institut für Thermodynamik (IfT) der TU Braunschweig wurde eine experimentelle Untersuchung eines Speicherverdampferprototyps für die Kalibrierung des Modells im Kälteanlagenprüfstand durchgeführt. Der Prüfstand in Abbildung 4.8 besteht aus einer thermisch isolierten Klimakammer mit einer Kalorimeterkammer, in dem sich der Speicherverdampfer befindet. Dieser Aufbau orientiert sich an dem Verfahren für die Leistungsmessung von Transportkälteanlagen nach DIN 8958 (1973) und kann für andere Kältekreisläufe adaptiert werden (s. Lemke 2005). Der Speicherverdampfer wird in einem Kanal installiert. Am Kanaleintritt werden Eintrittsbedingungen wie relative Luftfeuchte und Lufteintrittstemperatur eingestellt. Außerhalb der Kalorimeterkammer wird die Luft für den Kondensator bzw. für den Gaskühler auf gewünschte Umgebungstemperaturen konditioniert. Am Ein- und Austritt des Verdampfers wird jeweils

ein Gitter mit 28 Thermoelementen Typ-K montiert, um die mittlere Ein- und Austrittslufttemperatur zu ermitteln. Druck- und Feuchtesensoren, eine Befeuchtungsanlage, Drehzahlregler für Lüfter und Verdichter, ein Coriolis-Massenstrommessgerät, ein Flügelradanemometer und eine Messdatenerfassungsanlage vervollständigen die Messtechnik.

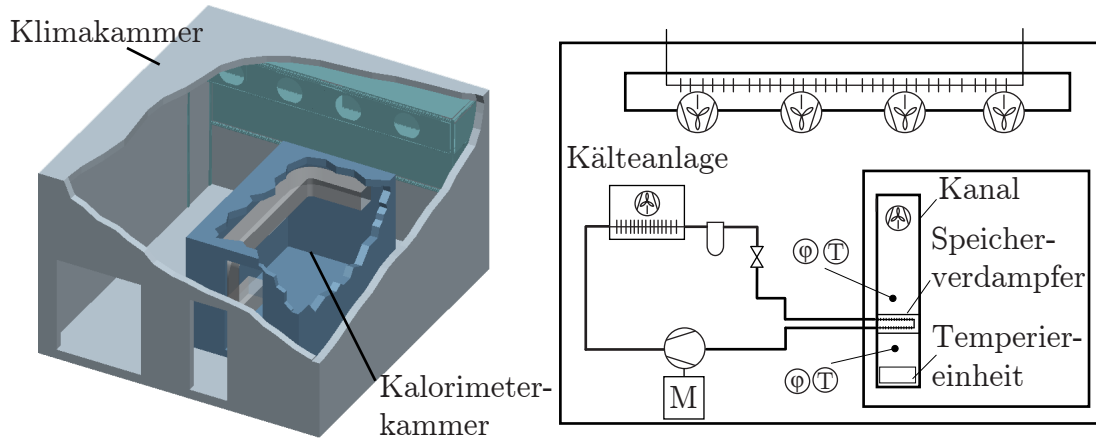


Abbildung 4.8: Links: Klimakammer mit Kalorimeterkammer für die Vermessung des Speicherverdampfers. Rechts: Vereinfachtes Schaltbild-Diagramm der gemessenen Anlage mit dem Speicherverdampfer.

Für die Kalibrierung des Speicherverdampfermodells wurde der kA -Wert aus Gleichung 3.2 für verschiedene stationäre Betriebsbedingungen aus Messdaten ermittelt. Kältemittelseitig wurden der Verdampfungsdruck und der Kältemittelmassenstrom variiert. Luftseitig wurden verschiedene Eintrittstemperaturen, relative Feuchten und die Massenströme eingestellt. Diese Betriebspunkte sind in Tabelle 4.2 für eine R-134a-Anlage zusammengefasst. Die Ergebnisse lassen sich für den Fall der Stillstandsklimatisierung direkt auf eine Anlage mit dem Kältemittel CO_2 übertragen.

Tabelle 4.2: Stationäre Messpunkte für die Bestimmung des gesamten Wärmedurchgangskoeffizients k des Speicherverdampfers in einer R-134a Anlage.

Nr.	\dot{m}_{KM} [g/s]	\dot{p}_{KM} [bar]	$\vartheta_{L, \text{ein}}$ [°C]	φ [%]	\dot{m}_L [g/s]
1	60	4,0	40	40	166
2	60	4,0	40	40	133
3	40	3,0	40	15	133
4	40	3,0	40	15	90
5	40	3,0	40	15	50
6	15	4,0	25	15	133
7	15	4,0	25	15	90
8	30	3,0	25	15	133
9	30	3,0	25	15	90

Die χ^2 -Funktion für die Bestimmung des kA -Wertes des Speicherverdampfers ist wie folgt aufgestellt:

$$\chi^2(\mathbf{p}) = \frac{1}{n_{mess} - n_p} \sum_{i=1}^{n_{mess}} \left[\frac{kA_{i,mess} - kA_{i,sim}(\mathbf{p})}{\sigma_i} \right]^2, \quad \chi^2 : \mathbb{R}^{n_p} \mapsto \mathbb{R}. \quad (4.11)$$

Die vorliegende Kalibrierungsaufgabe hat vier Parameter $n_p = 4$ und neun stationäre Messpunkte $n_{mess} = 9$. Die Messabweichung σ_i für die abgeleitete Messgröße kA lässt sich nur schwer aus einer Fehlerfortpflanzungsanalyse ermitteln. Als realistischer Wert für die komplexe Messtechnik des Klimaprüfstands kann $\sigma_i = \pm 20 \text{ W/K}$ angenommen werden. Die zu bestimmenden Modellparameter $\mathbf{p} \in \mathbb{R}^{n_p}$ entsprechen sowohl für die Kältemittelzelle als auch für die feuchte Luftzelle den Koeffizienten der Nu-Zahl. Für die Bestimmung der luftseitigen (L) und kältemittelseitigen (KM) Wärmeübergangskoeffizienten (α_L und α_{KM}) für die Berechnung des kA -Wertes (vgl. Gleichungen 3.2 und 3.8) wird die Nusselt-Zahl Nu formuliert:

$$Nu = C_L \cdot Re^{m_L} \cdot Pr^{0.33} \quad (Luft), \quad (4.12a)$$

$$Nu = C_{KM} \cdot Re^{m_{KM}} \cdot Pr^{0.33} \quad (Kältemittel), \quad (4.12b)$$

mit λ als Wärmeleitfähigkeit des Fluids und d_h als hydraulischem Durchmesser. Die Parameter Koeffizienten und Exponenten der Nusselt-Beziehungen 4.12 werden im Parametervektor für den Optimierungsalgorithmus zusammengefasst:

$$\mathbf{p} = \begin{pmatrix} C_L \\ m_L \\ C_{KM} \\ m_{KM} \end{pmatrix}.$$

Um zu verhindern, dass der Optimierungsalgorithmus unphysikalische Werte der angepassten Parameter liefert, werden Grenzen in Anlehnung an die in der Literatur zu findenden Werte für die luft- und kältemittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten eingeführt. Zhao u. a. (2001), Gao u. a. (2007) und Pettersen (2002) geben einen guten Überblick über die globalen Wärmeübergangskoeffizienten von mit R-134a und CO₂ betriebenen Flachrohr-Verdampfern. Diese physikalischen Grenzen sind in Tabelle 4.3 aufgeführt.

Tabelle 4.3: Grenzen globaler kältemittel- und luftseitiger Wärmeübergangskoeffizienten für MPET-Wärmeübertrager.

Kältemittel	Symbol	Einheit	Untere Grenze	Obere Grenze
CO ₂	α_{KM}	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$	5000	12000
R-134a	α_{KM}	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$	2000	6000
CO ₂ und R-134a	α_L	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$	20	120

Mit Zuhilfenahme der angegebenen Grenze kann die χ^2 -Funktion aus Gleichung 4.11 für das Kalibrierungsproblem:

$$\begin{aligned} \chi^2(\mathbf{p}) &\rightarrow \min_{\mathbf{p}}, \quad \chi^2 : \mathbb{R}^{n_p} \mapsto \mathbb{R} \\ \text{mit} \quad 20 &\leq \alpha_L(C_L, m_L) \leq 120 \text{ [W/m}^2\text{K]} \\ 2000 &\leq \alpha_{KM}(C_{KM}, m_{KM}) \leq 6000 \text{ [W/m}^2\text{K]} \end{aligned} \quad (4.13)$$

eingesetzt werden. Der minimale Wert des Kalibrierungsproblems 4.13 liefert $\chi_{min}^2 < 1$. Wie bereits in Abschnitt 4.1.1 erwähnt, bedeutet dieses Ergebnis eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation. Das Ergebnis der Modellkalibrierung wird mit einem Vergleich zwischen der simulierten und der gemessenen mittleren Luftaustrittstemperatur des Verdampfers in Abbildung 4.9 für die gemessenen stationären Betriebspunkte gezeigt (Dreiecke). Ebenso ist die ± 15 %-Grenze der relativen Abweichungen der Messdaten aufgetragen.

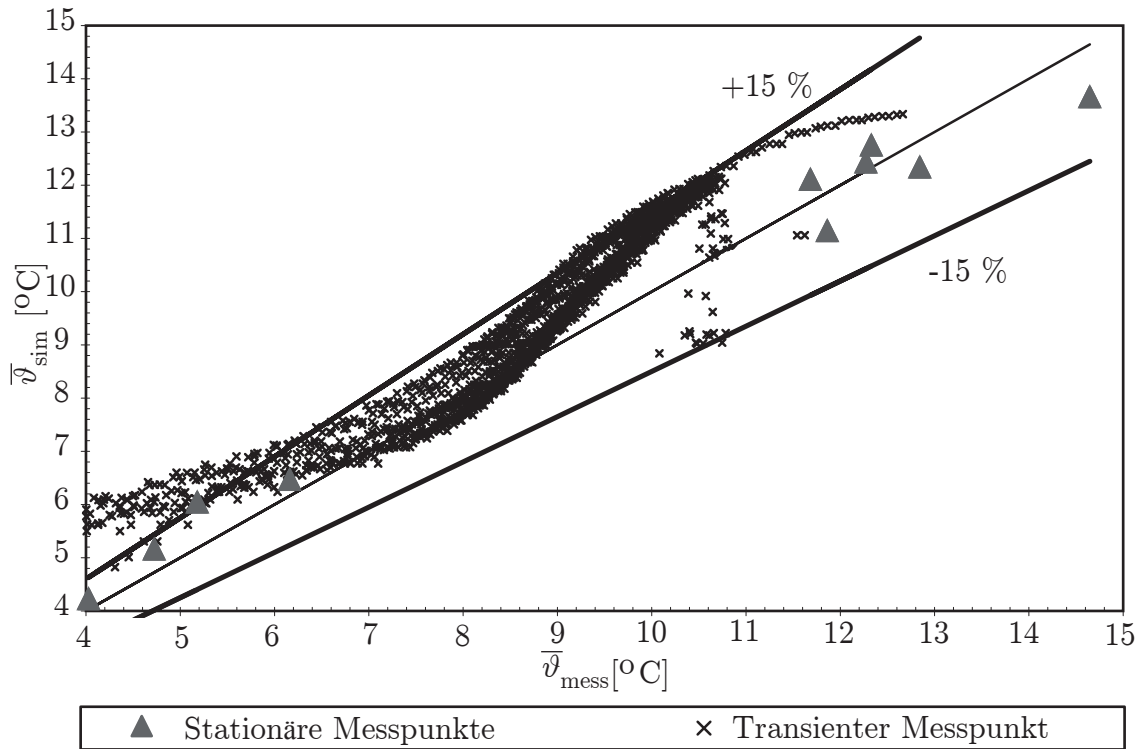


Abbildung 4.9: Gemessene und simulierte mittlere Temperaturen der Luft am Verdampferaustritt.

Das Ergebnis einer dynamischen Simulation (x) des Speicherverdampfermodells mit den aus stationären Betriebspunkten kalibrierten Modellparametern wird gleichermaßen mit gemessenen Daten verglichen. Hierbei wird der Kältekreislauf-Verdichter hintereinander an- und ausgeschaltet, um Stadtverkehrsbedingungen mit dem autarken Stillstandsklimatisierungssystem realitätsnah zu reproduzieren. Die Abweichung in Form einer Hysterese (vgl. Abbildung 3.3) ist der Modellierungsannahme der konstanten Phasenübergangstemperatur zuzuführen (vgl. Abschnitt 3.1.1). Es ist zu vermuten,

dass der angewandte PCM unterschiedliche Erstarrungs- und Schmelzpunkttemperaturen besitzt (vgl. Abbildung 2.5). Die maximale relative Abweichung trotz vereinfachter Modellierungsannahmen für den Temperaturbereich der Stillstandsklimatisierung 6-12 °C beträgt 1 K. Dies zeigt, dass eine gute Extrapolierbarkeit auf dynamische Betriebsbedingungen erzielt wurde.

4.2.2 Niederdrucksammler

Für eine experimentelle Untersuchung einer Ölbohrungsdurchmesservariation wurden am IfT unterschiedliche Niederdrucksammler mit verschiedenen Ölbohrungen gemessen. Die Details sowohl der gemessenen Betriebspunkte als auch der messtechnische Aufbau sind in (Strupp u. a. 2007) beschrieben. Für relevante Betriebspunkte der mobilen Anwendung wurde die Kältemittelmasse im Sammler mit dem Dampfgehalt des Kältemittels am Sammleraustritt verglichen. Wie in Abschnitt 3.2 anhand des Betriebspunkt-Diagramms des Niederdrucksammlers erläutert, lassen sich der Sammlerfüllstand δ und der Abscheide-Wirkungsgrad η_S mit der gesammelten Kältemittelmasse bzw. mit dem Kältemitteldampfgehalt am Sammleraustritt korrelieren. Die simulierten gesammelten Kältemittelmassen werden herangezogen, um zu überprüfen, ob das steuerbare Niederdrucksammlermodell aus Abschnitt 3.2.3 die Messergebnisse reproduzieren kann. Die χ^2 -Funktion für die Kalibrierung des Niederdrucksammlermodells lautet:

$$\chi^2(\mathbf{p}) = \frac{1}{n_{mess} - n_p} \sum_{i=1}^{n_{mess}} \left[\frac{m_{i,mess} - m_{i,sim}(\mathbf{p})}{\sigma_i} \right]^2, \quad \chi^2 : \mathbb{R}^{n_p} \mapsto \mathbb{R}. \quad (4.14)$$

Die Anzahl der Messpunkte beträgt $n_p = 10$ für den Sammler mit dem Ölbohrungsdurchmesser von $\phi = 0.8 \text{ mm}$ und $n_p = 9$ für den Sammler mit dem Ölbohrungsdurchmesser von $\phi = 1.2 \text{ mm}$. Die Messungenauigkeit der Prüfstandswaage für die Messung der Kältemittelmasse im Sammler beträgt $\sigma_i = \pm 2 \text{ [g]}$. Die Anzahl der anzupassenden Parameter ist $n_p = 1$. Dieser Parameter ist der Füllstand δ_{drop} (s. Betriebspunkt-Diagramm des Sammlers in Abbildung 3.15):

$$\mathbf{p} = \begin{pmatrix} \delta_{drop} \end{pmatrix}.$$

Der Füllstand δ_{drop} hängt von der Turbulenz der Kältemittelströmung im Sammler ab (vgl. Strupp u. a. 2007) und wird deshalb für die zwei unterschiedlichen Kältemittelmassenströme $\dot{m}_{KM} = 40 \text{ g/s}$ und $\dot{m}_{KM} = 20 \text{ g/s}$ getrennt angepasst. Beim Einsetzen der Grenzen für den Parameter δ_{drop} kann das Kalibrierungsproblem wie folgt formuliert werden:

$$\begin{aligned} \chi^2(\mathbf{p}) &\rightarrow \min_{\mathbf{p}}, \quad \chi^2 : \mathbb{R}^{n_p} \mapsto \mathbb{R}, \\ \text{mit } 0.8 &\leq \delta_{drop} \leq 0.98 [-]. \end{aligned} \quad (4.15)$$

In Abbildung 4.10 ist ein Vergleich der gemessenen mit den simulierten Ergebnissen dargestellt. Der minimale Wert für das Kalibrierungsproblem 4.15 ist $\chi^2_{min} \gg 1$. Obwohl das Modell die Tendenzen der Ölbohrungsvariation (je größer die Ölbohrung,

desto geringer die gesammelte Kältemittelmasse) gut abbildet, sind die vereinfachten Modellierungsannahmen nicht genug, um die gesammelte Kältemittelmasse genau zu berechnen. Maßnahmen für die Verbesserung der Modellgüte könnten hierbei die Berücksichtigung des Schmieröls sowie die Erweiterung der Gleichung für die Berechnung des Druckverlusts im Sammler mit Berücksichtigung von Zweiphasenströmungseffekten (Schlupf zwischen beiden Phasen) und von der geodätischen Höhe des gesammelten Kältemittels sein. Für die dynamische Optimierung ist das Modell zuerst einmal ausreichend, da die Einflüsse der Ölbohrungsva-riation auf die Kältemittelmasse gut abgebildet werden können.

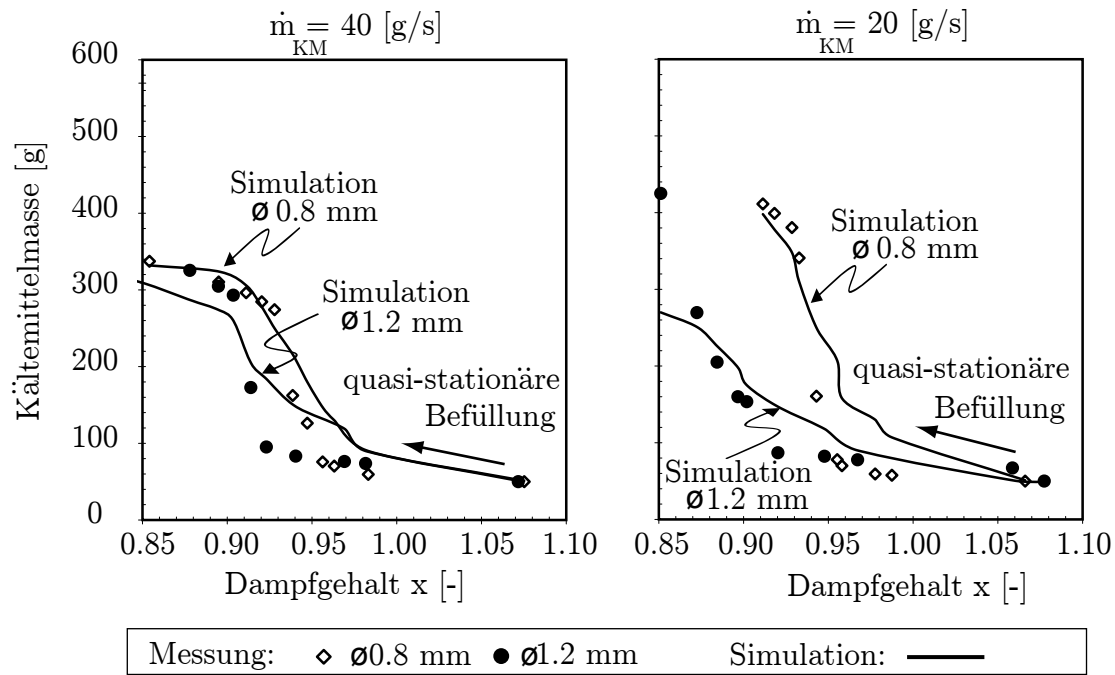


Abbildung 4.10: Gemessene und simulierte Kältemittelmasse für unterschiedliche Kältemittelmassenströme und Ölbohrungsdurchmesser des CO₂-Niederdrucksammlers.

4.2.3 Fahrgastzelle

Für die Kalibrierung des instationären Innenraummodells aus Abschnitt 3.3.1 wurden am IfT Messungen in einem Pkw aus dem A-Segment durchgeführt. Ziel war es, den gesamten Wärmedurchgangswiderstand kA ($R_w = 1/kA$, vgl. Gleichung 3.37) der Fahrgastzelle zu ermitteln. Zum Zeitpunkt $t = 0$ wird die Fahrgastzelle mit einem Heizlüfter bei konstanter Heizleistung von 1.177 kW beheizt. Das Innenraumvolumen beträgt $V = 1.7$ m³. An 14 Stellen wird die Innenraumlufttemperatur mit Sensoren des Typ-K gemessen. Die mittlere Fahrgastzellentemperatur \bar{T}_{mess} wird aus dem arithmetischen Mittel aller im Innenraum installierten Temperatursensoren gebildet. Die Messunsicherheit im Experiment beträgt $\sigma_i = \pm 1.1$ K. Anders als bei den experimentellen Untersuchungen des Speicherverdampfers und des Niederdrucksammlers wurde

für die Fahrgastzelle keine stationäre Messung durchgeführt. In diesem Fall ist die χ^2 -Prüfgröße ein Funktional der Form:

$$\chi^2(\mathbf{p}) = \frac{1}{t_e - t_0} \int_{t_0}^{t_e} \left[\frac{\overline{T}_{mess}(t) - \overline{T}_{sim}(t, \mathbf{p})}{\sigma_i} \right]^2 \cdot dt, \quad \chi^2 : \mathbb{R}^{n_p} \mapsto \mathbb{R}, \quad (4.16)$$

wobei t_0 und t_e der Anfangs- und der Endzeit des Experiments entsprechen. Die vier anzupassenden Parameter $n_p = 4$ sind die thermischen Widerstände zwischen der Innenraumluft und den Einbauten R_{einb} , zwischen der Innenraum- und der Umgebungsluft R_w sowie die Kapazitäten der Fahrgastzellenwand C_w und den Einbauten C_{einb} (vgl. Abbildung 3.18). Diese Parameter lassen sich wie folgt zusammenfassen:

$$\mathbf{p} = \begin{pmatrix} R_w \\ R_{einb} \\ C_w \\ C_{einb} \end{pmatrix}.$$

Sowohl der thermische Widerstand R_{einb} , als auch die Kapazitäten der Fahrgastzellenwand und der Einbauten bekommen keine obere Grenze. Für den thermischen Widerstand der Fahrgastzellenwand $R_w = 1/kA$ sind dagegen umfangreiche Untersuchungen durchgeführt worden (s. Hucho (Hrsg.) 2005). Er kann deshalb mit plausiblen Werten eingeschränkt werden. Das Kalibrierungsproblem für das Fahrgastzellenmodell kann folgendermaßen formuliert werden:

$$\begin{aligned} \chi^2(\mathbf{p}) &\rightarrow \min_{\mathbf{p}}, \quad \chi^2 : \mathbb{R}^{n_p} \mapsto \mathbb{R}, \\ \text{mit } 0.015 &\leq R_w \leq 0.045 \text{ [K/W]} \\ 0 &< C_w, C_{einb} \text{ [J/K]} \\ 0 &< R_{einb} \text{ [K/W]}. \end{aligned} \quad (4.17)$$

Die Lösung dieses Optimierungsproblems liefert $\chi_{min}^2 < 1$, d.h. das Modell kann im Rahmen der Messgenauigkeit an Messdaten angepasst werden. Abbildungen 4.11 und 4.12 zeigen das Ergebnis des Kalibrierungsproblems 4.17. Aufgetragen sind die mittlere Temperatur der Luft und der Einbauten im Innenraum. Da für diese Messreihe keine Angaben über die Luftfeuchte vorhanden sind, wird beim Experimentstart von einer relativen Luftfeuchtigkeit von $\varphi = 45\%$ ausgegangen. Diese verringert sich mit einer Erhöhung der Innenraumtemperatur, da eine Temperaturerhöhung bei konstanter Wasserdampfbeladung die Wasserdampf-Aufnahmekapazität der Luft erhöht. Die maximale relative Abweichung zwischen gemessener und simulierter mittlerer Temperatur ist geringer als 1 %. Die schnellere Aufheizung der Luft unmittelbar nach dem Einschalten des Heizlüfters aufgrund der geringeren Wärmekapazität ist gut reproduzierbar. In Kapitel 7 wird dieses Modell eingesetzt, um ein optimales Steuerungskonzept der Fahrgastzelle mit dem Speicherverdampfer zu untersuchen.

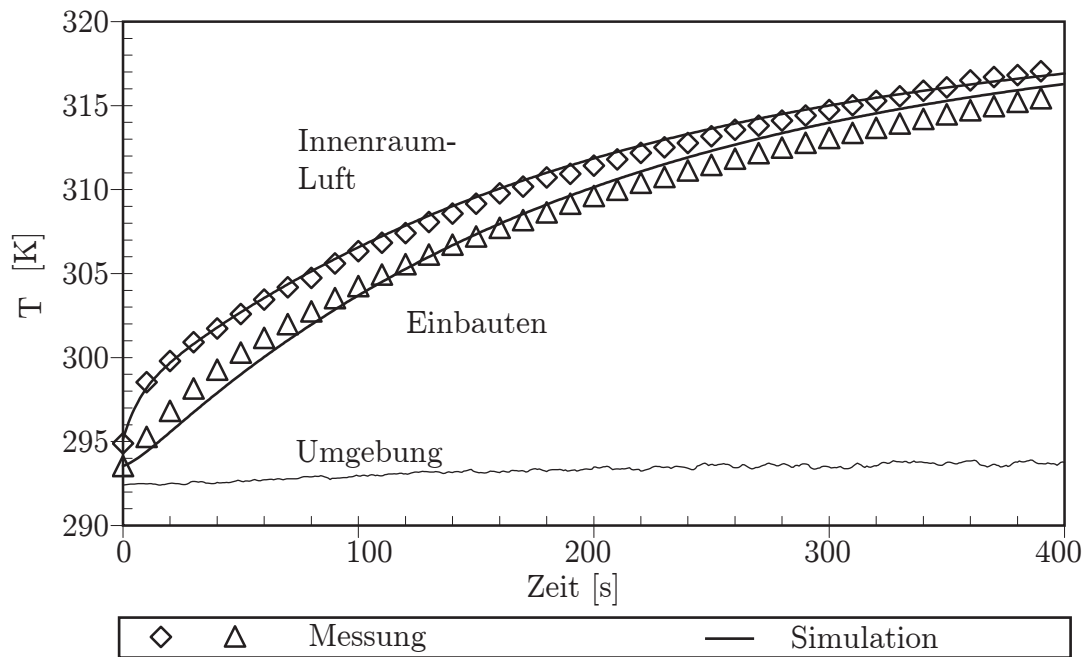


Abbildung 4.11: Gemessene und simulierte mittlere Temperaturen der Luft und der Einbauten im Innenraum eines kleinen Pkws.

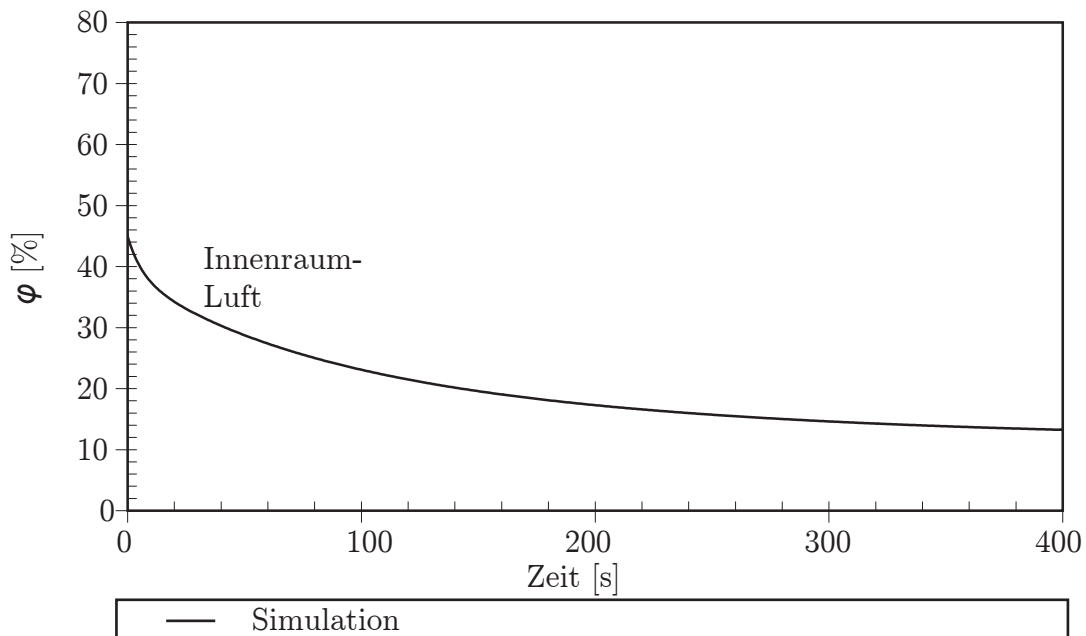


Abbildung 4.12: Simulierte relative Luftfeuchtigkeit der Innenraumluft während eines Aufheizvorgangs bei konstanter Wasserdampfbeladung.

Kapitel 5

Simulation der Komponenten

In diesem Kapitel werden Simulationen der Komponenten durchgeführt, um zu überprüfen ob die erstellten Modelle plausible Ergebnisse für unterschiedliche Betriebsbedingungen liefern. Die im stationären Zustand kalibrierten Komponenten Speicherverdampfer und Niederdrucksammler sollen in einer gesamten Kreislauf-Simulation simuliert werden. Für den Speicherverdampfer wird das Abschalten des Verdichters simuliert, um die Lufttemperatur am Verdampferaustritt während des Pkw-Stillstands zu untersuchen. Für den steuerbaren Sammler werden sowohl stationäre als auch eine dynamische Variation des Abscheide-Wirkungsgrads während typischer Betriebsbedingungen der mobilen Anwendung von CO₂-Klimaanlagen für die Untersuchung der gesamten Systemleistungsziffer simuliert.

5.1 Abschalten des Verdichters während der Stillstandsklimatisierung

Bei der Standklimatisierung mit einem autarken Klimatisierungssystem wird der Pkw-Verdichter ausgeschaltet. Demzufolge geschieht die Klimatisierung der Fahrgastzelle durch die Abfuhr der latenten Wärme vom Speicherverdampfer aus der einströmenden Luft. Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte und kalibrierte Speicherverdampfermodell wird eingesetzt, um das Abschalten des Verdichters zu simulieren. Abbildung 5.1 zeigt die simulierte mittlere Lufttemperatur am Verdampferaustritt normiert auf die mittlere Umgebungstemperatur bzw. auf die mittlere Lufttemperatur am Verdampfer Eintritt für den Speicherverdampfer. Um den Einfluss des Phasenübergangsmaterials anschaulicher zu machen, wurde ein herkömmlicher Verdampfer (Serienverdampfer) simuliert. Der Serienverdampfer und der Speicherverdampfer besitzen ähnliche geometrische und Wärmeübertragungseigenschaften bei stationären Betriebsbedingungen. Für die Modellierung des Serienverdampfers wurde das Basismodell des Speicherverdampfers angewendet. Der Unterschied beider Modelle liegt im Wesentlichen darin, dass das Serienverdampfermodell kein Phasenübergangsmaterial besitzt ($m_{PCM} = 0$).

Nach dem Abschalten des Verdichters steigt für beide Verdampfermodelle die simulierte Lufttemperatur zunächst sehr schnell. Die durch die Lamellen der Verdampfer

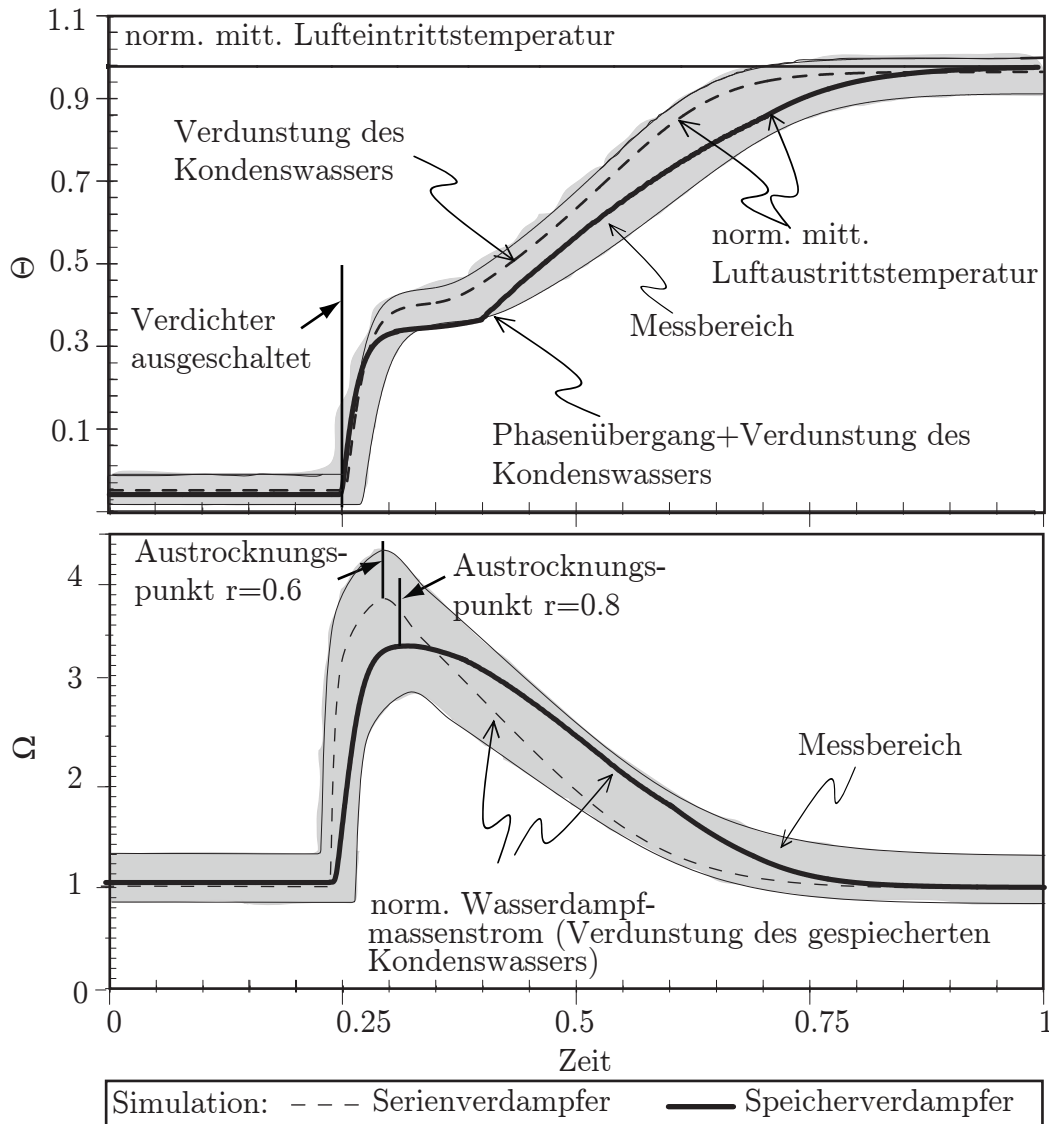


Abbildung 5.1: Oben: Simulierte mittlere Lufttemperaturen am Verdampferaustritt normiert auf die Lufteintrittstemperatur für die Speicher- und Serienverdampfer. Unten: Simulierter Wasserdampfmassenstrom \dot{m}_v normiert auf den Wasserdampfmassenstrom am Verdampfereintritt für die Speicher- und Serienverdampfer.

einströmende Luft nimmt das gespeicherte Kondenswasser bei niedriger Temperatur auf, wobei das Wasser vom flüssigen in den gasförmigen Zustand überführt werden muss. Der dazu erforderliche Wärmestrom kann nur der einströmenden Luft entzogen werden, vorausgesetzt es wird kein Wärmestrom von den Lamellen des Verdampfers in das gespeicherte Kondenswasser übertragen. Der von der feuchten Luft abgeführte Wärmestrom verhindert die schnellere Aufwärmung der Luft. Ein ähnlicher Effekt ist während des Verdunstungsvorgangs zu beobachten, der beim Einströmen von feuchter Luft über eine Wasseroberfläche entsteht (vgl. Baehr 2004, S. 97). Bei dem Speicher- verdampfer wird dieser Effekt mit dem Phasenübergang des PCMs überlagert und die schnellere Luftaufwärmung ist im Vergleich zu dem Serienverdampfer weiter verzögert.

Der durch Verdunstung des gespeicherten Kondensats entstandene Wasserdampf-massenstrom aus der Verdampferoberfläche in die Luftkernströmung während des Verdunstungsvorgangs \dot{m}_v (s. Gleichung 3.23) ist gleichermaßen aufgetragen und wird auf den Wasserdampfmassenstrom am Verdampfereintritt normiert. Durch Integration der Fläche unter der Wasserdampfmassenstrom-Kurve kann die Menge an gespeichertem Kondenswasser bestimmt werden. Diese gleicht sich der maximal gespeicherten Kondensatmasse $m_{K,max}$ an, die als Parameter für das Modell gegeben wird. Diese Werte können beispielsweise aus der Dissertation von Böttcher (2006) entnommen oder aus eigenen Messdaten identifiziert werden. Beim Ändern des Austrocknungskoeffizienten r (s. Gleichung 3.24) kann die Benetzung der Verdampfer mit Kondenswasser beeinflusst und dadurch die Dynamik (Zeitkonstante) des Trocknungsvorgangs identifiziert werden.

Im Vergleich zu Messdaten aus der Literatur (s. Haller u. a. 2007, Abbildung 13) liefert das dynamische Speicherverdampfermodell plausible Werte des dynamischen Temperaturverlaufs und des verdunsteten Kondensats und wird für die Entwicklung von Steuerungskonzepten während der Stillstandsklimatisierung in Kapitel 7 angewandt.

5.2 Verdichterabkühlung mit einem steuerbaren Niederdrucksammler

Für die simulative Untersuchung der neuen Funktionalitäten „Verdichterkühlung“ und „Erhöhung der Systemleistungsziffer“ des steuerbaren Sammlers wird das Niederdruck-sammlermodell in ein gesamtes CO₂-Kältekreislaufmodell eingebunden. Die entsprechenden Komponenten des Kältekreislaufs der TIL-Bibliothek sind in Abbildung 5.2 gezeigt. Ziel hierbei ist, die Einflüsse einer Abscheide-Wirkungsgrad-Variation auf globale Eigenschaften des Kältekreislaufs, wie beispielsweise die Systemleistungsziffer COP (vgl. Gleichung 2.13), zu untersuchen. Zahlreiche Faktoren spielen bei der Funktionsweise des Kältekreislaufs wie beispielsweise Anlagefüllmenge, Verdichterhubvolumen und -effizienz eine entscheidende Rolle und müssen vorerst festgelegt werden. Die Anlagenparameter sind in Tabelle 5.2 zusammengefasst. Die Lammellen-rohrbündel-Wärmeübertragermodelle (`evaporator` und `gascooler`) der Komponentenbibliothek TIL (vgl. Richter 2008) wurden mit konstanten kältemittel- (α_{KM}) und luftseitigen (α_L) Wärmeübergangskoeffizienten angewandt. Das Koaxialrohr-Inneres-Wärmeübertragermodell (`ihx`) der TIL-Bibliothek (s. Anhang E) wurde ebenso mit konstanten Wärmeübergangskoeffizienten angewandt. Die Randbedingungen für die Simulation sind in Tabelle 5.2 aufgezeigt.

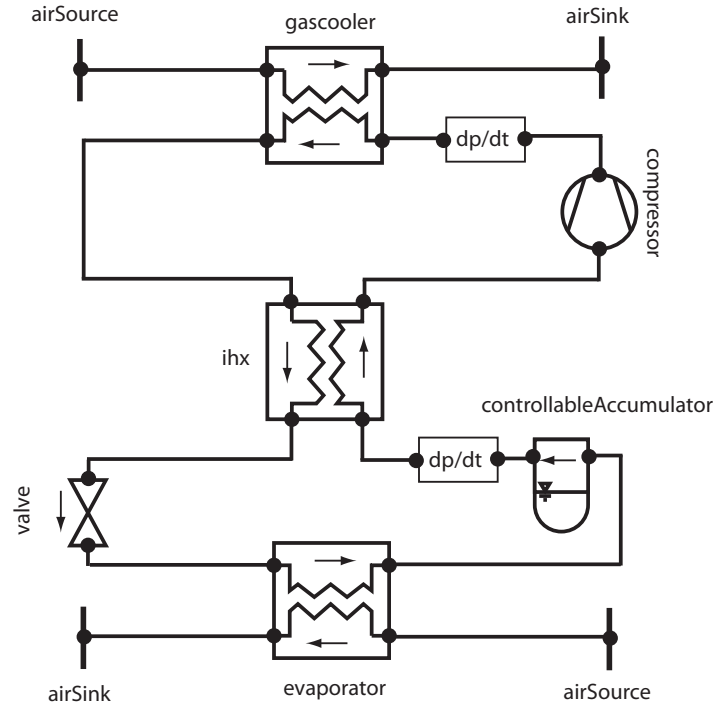


Abbildung 5.2: Blockdiagramm des Modelica-Kältekreislaufmodells für die mobile Anwendung.

Tabelle 5.1: Wichtige Parameter für den modellierten Kältekreislauf.

Parameter	Wert	Einheit
CO ₂ -Füllmenge der Anlage	0.5	[kg]
Inneres Volumen des Kältekreislaufs	2.0	[l]
Kompressor-Hubvolumen	28	[cm ³]
Inneres Volumen des Niederdrucksammlers	0.5	[l]
Kompressorliefergrad λ_{eff}	0.7	[–]
Isentroper Wirkungsgrad des Kompressors $\eta_{isen-Verd.}$	0.6	[–]

Tabelle 5.2: Randbedingungen für die Kältekreislauf-Simulation einer mobilen Anwendung.

Verdichter- drehzahl [1/min]	\dot{m}_{air} Verdampfer [g/s]	\dot{m}_{air} Gaskühler [g/s]	Umgebungs- temperatur [°C]
1200	140	600	40

In Abbildung 5.3 sind die Ergebnisse der Abscheide-Wirkungsgrad-Variation dargestellt. Der Anlagenhochdruck kann bei einer Veränderung der Durchströmungsfläche des Expansionsventils variiert werden. Die maximalen COP -Werte bei den unterschiedlichen Sammler-Abscheide-Wirkungsgraden und für 40 °C Umgebungstemperatur ergeben sich bei einer Durchströmungsfläche von 0.35 mm². Dieses Ergebnis ist mit

den Ergebnissen der quantitativen Untersuchungen von Horstmann u. Lemke (2006) über die Einflüsse verschiedener Expansionsorgane auf COP und Kälteleistung konform. In ihrer Arbeit werden Ventilquerschnittsflächen für Festdrosselanlagen, wie im Fall der vorliegenden Arbeit, zwischen 0.26 und 0.35 mm^2 identifiziert. Ebenso aufgetragen sind die Temperaturen am Verdichteraustritt. Es kann daraus entnommen werden, dass eine Erhöhung des Abscheide-Wirkungsgrads mit einer Erhöhung des maximalen COP -Wertes verbunden ist. Zugleich erhöht sich die Kältemitteltemperatur am Verdichteraustritt. Dieses führt zu einem Zielkonflikt, da einerseits eine Erhöhung der Systemleistungsziffer COP erwünscht ist und andererseits der Abstand zur Zersetzungstemperatur des Öls (z.B. $160 \text{ }^\circ\text{C}$) maximiert werden soll. Dieser Zielkonflikt ist in Abbildung 5.4 in Form einer Pareto-Front (Collette u. Siarry 2004) dargestellt. Die aufgetragene Linie zeigt, dass für eine Maximierung des COP -Wertes bzw. eine Minimierung des Kehrwertes COP^{-1} (s. z.B. Leducq u. a. 2006) der Abstand zur Öl-Zersetzungstemperatur minimiert bzw. die Größe $(160 \text{ }^\circ\text{C} - \vartheta_{comp \text{ aus}})^{-1}$ maximiert wird. Dieses Mehrzieloptimierungsproblem wird mit Zuhilfenahme der skalaren Methode (vgl. Collette u. Siarry 2004) als eine einzige Zielfunktion in Kapitel 7 formuliert.

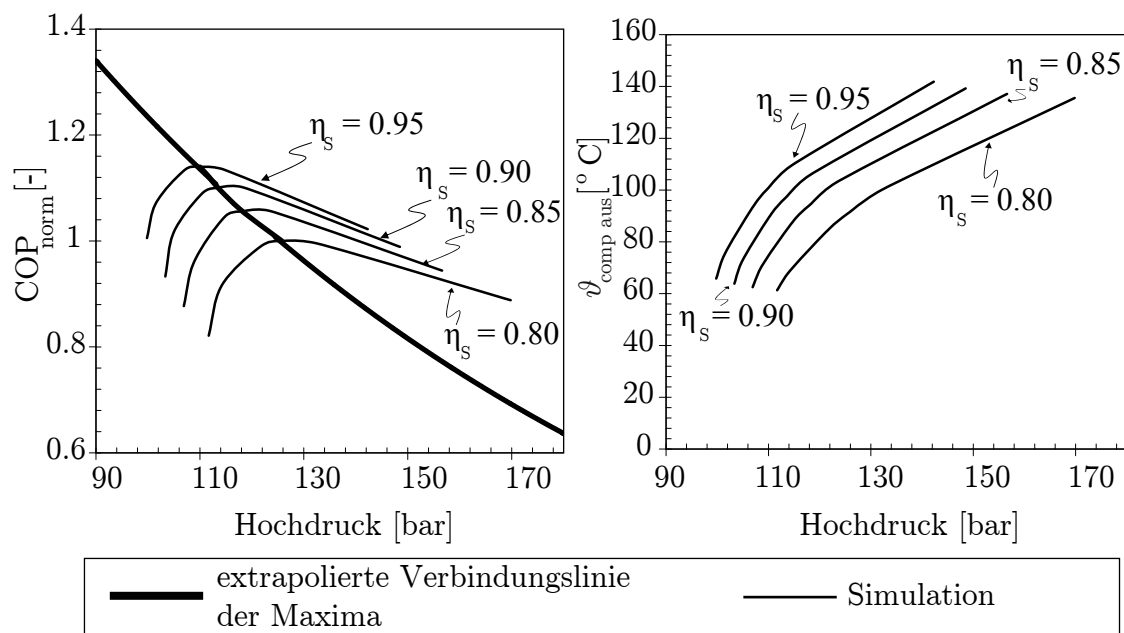


Abbildung 5.3: Links: COP -Untersuchung bei einer Variation des Abscheide-Wirkungsgrads. Die COP_{norm} -Werte sind auf das COP des Kältekreislaufs mit Abscheide-Wirkungsgrad $\eta_s = 0.8$ normiert. Rechts: Kältemitteltemperatur am Verdichteraustritt für unterschiedliche Anlagenhochdrucke und Abscheide-Wirkungsgrade.

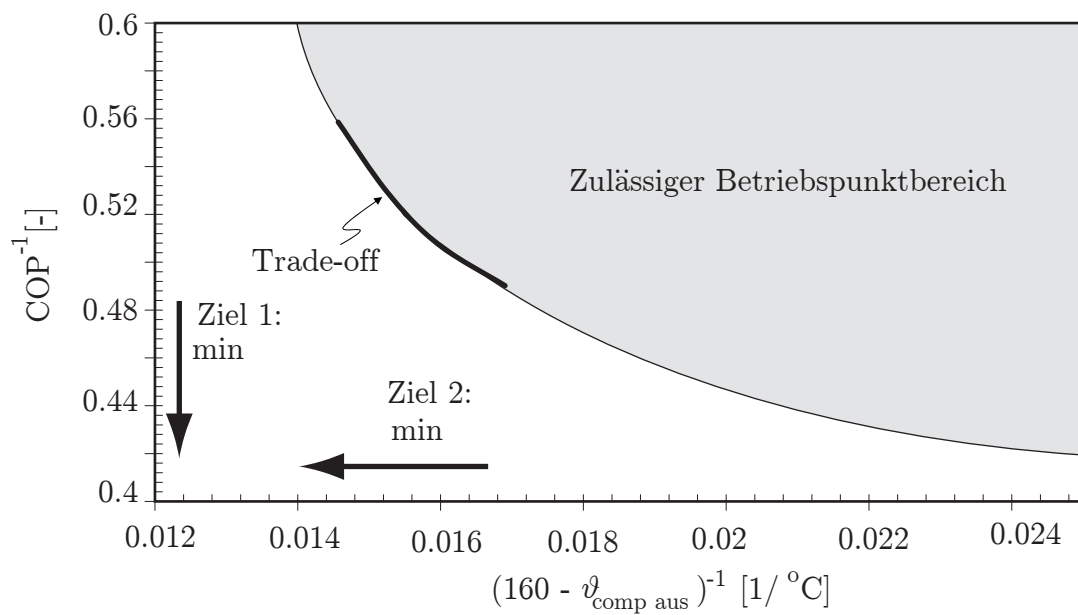


Abbildung 5.4: Trade-off-Verlauf (Pareto-Front) zwischen der Erhöhung der Leistungsziffer COP (Ziel 1: Minimierung der Größe COP^{-1}) und der Verdichterabkühlung (Ziel 2: Minimierung der Größe $(160 - \vartheta_{comp\ aus})^{-1}$).

Weitere Kältekreislaufgrößen für diese *COP*-Untersuchung sind für drei repräsentative Abscheide-Wirkungsgrade in Tabelle 5.3 zusammengefasst. Eine Verbesserung des Abscheide-Wirkungsgrads von $\eta_S = 0.8$ auf $\eta_S = 0.95$ verursacht eine Verringerung der Kälteleistung \dot{Q}_{KM} von ca. 3.6 %. Dieser Wert scheint auf den ersten Blick niedrig zu sein, da sich allein der Kältemittelmassenstrom um ca. 19 % verkleinert hat (vgl. Gleichung 2.10). Die Interpretation dieses Ergebnisses kann aus der Verdampfungsstrecke ($h_6 - h_5$) (s. Abbildung 2.10) entnommen werden. Bei einem Abscheide-Wirkungsgrad von $\eta_S = 0.95$ ist die Verdampfungsstrecke ($h_6 - h_5$) ca. 15 % höher als die Verdampfungsstrecke bei einem Abscheide-Wirkungsgrad von $\eta_S = 0.8$. Die Kombination der Effekte „Verringerung des Kältemittelmassenstroms“ und „Erhöhung der Verdampfungsstrecke“ führt zu einer gesamten Verbesserung des *COP*-Wertes des Systems.

Tabelle 5.3: Einfluss der Abscheide-Wirkungsgrad-Variation im CO₂-Kältekreislauf.

Größe	Einheit	Abscheide-Wirkungsgrad		
		η_S		
		0.80	0.85	0.95
$m_{KM\ anlage}$	[kg]	0.5	0.5	0.5
$m_{KM\ sam}$	[kg]	0.163	0.185	0.214
x_{sam}	[-]	0.8	0.85	0.95
$\vartheta_{comp\ aus}$	[°C]	91.4	94.5	100.9
\dot{m}_{KM}	[g/s]	37.7	35.1	31.6
$p_{comp\ aus}$	[bar]	125.8	118.2	110.0
\dot{Q}_{KM}	[kW]	3.38	3.34	3.26
IWÜ $\Delta\dot{H}_{KM}$	[kW]	1.4	1.3	1.1
max. COP_{norm}	[-]	1.0	1.05	1.14

Für die Untersuchung der dynamischen Effekte einer Abscheide-Wirkungsgrad-Variation wurde eine dynamische Simulation der gesamten Anlage durchgeführt. Die Wärmeübertragungsfläche des inneren Wärmeübertragers wurde um einen Faktor 4 erhöht (vgl. Anhang E). Damit wird eine Erhöhung der Systemleistungsziffer erzielt mit dem Nachteil, dass höhere Kältemitteltemperaturen am Verdichteraustritt erreicht werden. In Abbildung 5.5 sind die Ergebnisse der Simulation aufgezeigt. Bei Zeitpunkt $t = 50\ s$ wurde der Abscheide-Wirkungsgrad von $\eta_S = 0.95$ auf $\eta_S = 0.72$ reduziert, um die Kältemitteltemperatur am Verdichteraustritt zu verringern. Die Entleerung des Niederdrucksammlers verursacht eine Erhöhung des Anlagenhochdrucks ($p_{comp\ aus}$), was zu einer Verschlechterung der Systemleistungsziffer führt. Zugleich wird die Kältemitteltemperatur am Verdichteraustritt auf ein Niveau unter der Zersetzungstemperatur des Schmieröls reduziert. In Kapitel 7 wird mit Zuhilfenahme dieses Modells eine Un-

tersuchung für die Entwicklung eines optimalen Steuerungskonzepts des Kältekreislaufs aufgezeigt, die sowohl die Systemleistungsziffer der Anlage als auch die Kältemitteltemperatur am Verdichteraustritt berücksichtigt.

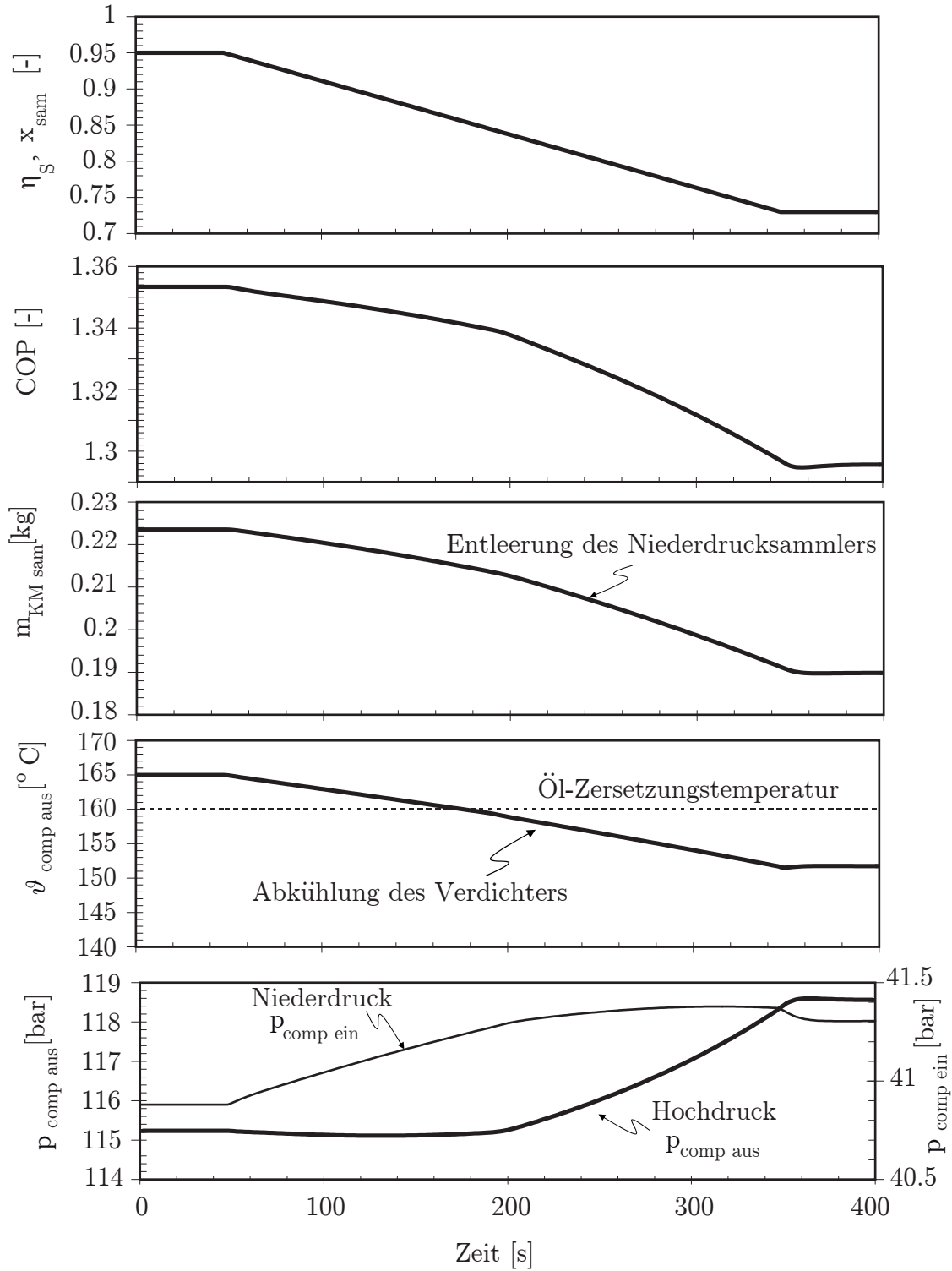


Abbildung 5.5: Simulation der dynamischen Variation des Abscheide-Wirkungsgrads η_s des Niederdrucksammlers.

Kapitel 6

Dynamische Optimierung von Modelica-Modellen

Bei der Entwicklung innovativer Komponenten liefert die dynamische Optimierung wichtige Informationen über optimale Steuerungskonzepte, die künftig bei der Reglerentwicklung eingesetzt werden können. Diese optimalen Steuerungskonzepte sollen neben der Erfüllung der technischen Restriktionen des Systems die Effizienz des Gesamtprozesses verbessern. Ziel dieses Kapitels ist es, eine im Rahmen dieser Arbeit entwickelte gradientenfreie Optimierungsbibliothek (Dynamic Optimization Library-DOLI) für die dynamische Optimierung von Modelica-Modellen vorzustellen. Des Weiteren werden Definitionen und Konzepte für die Formulierung optimaler Steuerungsaufgaben für die Anwendung in der mobilen Klimatisierung eingeführt.

6.1 Dynamische Optimierung und klassische Regelung

Die dynamische Optimierung beschäftigt sich grundsätzlich mit der Lösung von Variationsrechnungsproblemen unter Restriktion der Systemdynamik und ist die Basis für die Realisierung von optimalen Regelungs- und Steuerungsaufgaben. Hierbei wird von einer Strukturoptimierung eines dynamischen Systems gesprochen, da die Stellgrößen eines Systems anhand eines Gütemaßes oder eines Gütefunktionalen bestimmt werden (vgl. z.B. Föllinger 1994). Bei einem klassischen P-, PI-, PID-Regler ist die Struktur demgegenüber schon fest und die Stellgrößen nehmen im Zeitbereich die Form (s. z.B. Schumacher 2006; Leithner 2004):

$$u(t) = K_p \cdot \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \cdot \int_{-\infty}^t e(t) \cdot dt + T_d \cdot \frac{d}{dt} e(t) \right) \quad (6.1)$$

an, wobei $e(t)$ der Regelabweichung entspricht. Die Reglerparameter K_p , T_i und T_d können auch durch Optimierungsmethoden bestimmt werden, was zur Lösung eines Parameteroptimierungsproblems führt, wie in Kapitel 4.2 anhand der Modellkalibrierung gezeigt wurde. Das Blockschaltbild eines PID-Reglers ist in Abbildung 6.1 aufgeführt. Bei einer bestimmten Abtastfrequenz wird die Stellgröße u (Prozessgröße) neu

berechnet. Ist der Sollwert erreicht, geht die Regelabweichung e gegen null und es wird keine Änderung der Stellgröße vorgenommen.

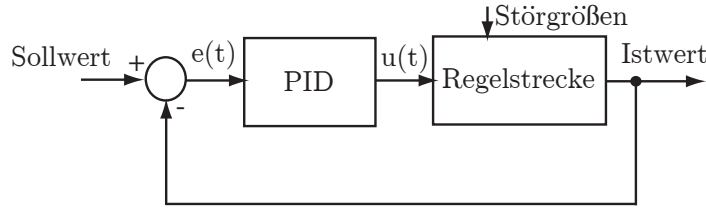


Abbildung 6.1: Blockschaltbild der Signalflüsse eines PID-Reglers.

Das Funktionsprinzip der optimalen Steuerung unterscheidet sich von dem des PID-Reglers dadurch, dass keine Regelabweichung für die Bestimmung der Stellgröße berechnet wird. Die Stellgrößen werden einmalig für den Steuerungszeithorizont $t \in [t_0, t_e]$ bei der Minimierung des Gütefunktional:

$$J(\mathbf{x}(t), \mathbf{y}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t) \rightarrow \min_{\mathbf{u}(t)}, \quad (6.2a)$$

$$J : \mathbb{R}^{n_x} \times \mathbb{R}^{n_y} \times \mathbb{R}^{n_u} \times \mathbb{R}^{n_p} \times \mathbb{R} \mapsto \mathbb{R},$$

$$\text{mit} \quad \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{y}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t), \quad (6.2b)$$

$$\mathbf{0} = \mathbf{g}(\mathbf{x}(t), \mathbf{y}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t) \quad (6.2c)$$

$$\mathbf{f} : \mathbb{R}^{n_x} \times \mathbb{R}^{n_y} \times \mathbb{R}^{n_u} \times \mathbb{R}^{n_p} \times \mathbb{R} \mapsto \mathbb{R}^{n_x}$$

$$\mathbf{g} : \mathbb{R}^{n_x} \times \mathbb{R}^{n_y} \times \mathbb{R}^{n_u} \times \mathbb{R}^{n_p} \times \mathbb{R} \mapsto \mathbb{R}^{n_y}$$

bestimmt. Die Stellgrößen $\mathbf{u}(t)$, die das Gütefunktional 6.2a minimieren, werden als die optimale Steuerung des ADGL-Systems des nichtlinearen Modells der Regelstrecke (Gleichungen 6.2b und 6.2c) bezeichnet. Die Vektoren $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^{n_x}$ und $\mathbf{y} \in \mathbb{R}^{n_y}$ sind nach wie vor die differentiellen bzw. die algebraischen Variablen des Streckenmodells. Die Modellparameter sind in $\mathbf{p} \in \mathbb{R}^{n_p}$ gekennzeichnet. Nach der Berechnung der optimalen Stellgrößen $\mathbf{u}(t)$ für ein bestimmtes Zeitintervall (Steuerungszeithorizont bzw. Prädiktionszeithorizont) werden sie an die Regelstrecke übertragen. Das Blockschaltbild in Abbildung 6.2 zeigt die Signalflüsse einer optimalen Steuerungsstrategie. Der Unterschied zum klassischen PID-Regler liegt darin, dass ein Modell der Strecke (Gleichungen 6.2b und 6.2c) mit einem Optimierungsalgorithmus für die einmalige Bestimmung (ohne Feedback) der Stellgrößen eingesetzt wird.

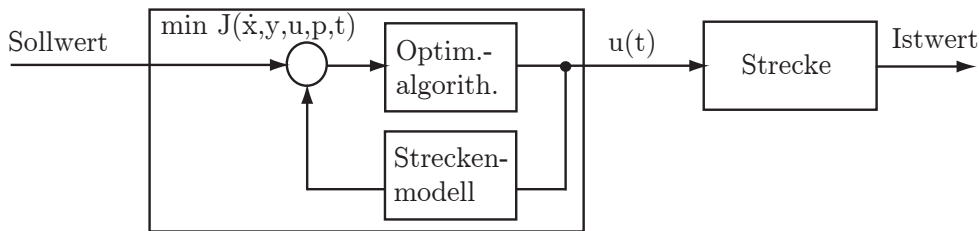


Abbildung 6.2: Blockschaltbild der Signalflüsse einer optimalen Steuerung.

Für die Berücksichtigung von Störgrößen und dementsprechend der Umwandlung der optimalen Steuerung in eine optimale Regelung des betrachteten Systems, muss das

Streckenmodell mit einer bestimmten Abtastfrequenz neu initialisiert werden, um den aktuellen Zustand der Regelstrecke abzubilden. Nicht gemessene Zustandsgrößen $\tilde{\mathbf{x}}$ müssen für die Berechnung der Stellgrößen für den nächsten Steuerungszeithorizont aus gemessenen Zustandsgrößen \mathbf{x}_{mess} abgeschätzt werden. Die Abschätzung nicht gemessener Zustandsgrößen geschieht mittels eines Zustandsbeobachters. Der am häufigsten angewandte Zustandsbeobachter ist der Kalman-Filter (vgl. Wimmer 2004; Findeisen u. a. 2001). Mit einem Kalman-Filter ist es möglich, anhand physikalischer Beziehungen einen nicht gemessenen Zustand als Funktion eines gemessenen Zustands unter Berücksichtigung von Messrauschen abzuschätzen (s. z.B. Simon 2001). Abbildung 6.3 zeigt die Signalflüsse eines Reglers auf Basis dynamischer Optimierungsmethoden. Diese Reglungsart ist bekannt als prädiktive Regelung (MPC: Model Predictive Control), da die Stellgrößen u für ein Zeitintervall in der Zukunft bestimmt werden. Ist das Modell der zu regelnden Strecke nichtlinear, handelt es sich um einen nichtlinearen prädiktiven Regler (NMPC). Für die Offline-Untersuchung von optimalen Steuerungen der in der vorliegenden Arbeit betrachteten Komponenten genügt zuerst die Kopplung des Streckenmodells mit der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Optimierungsbibliothek (s. Abschnitt 6.2). Die Implementierung eines Zustandsbeobachters bleibt zukünftigen Forschungsarbeiten vorbehalten.

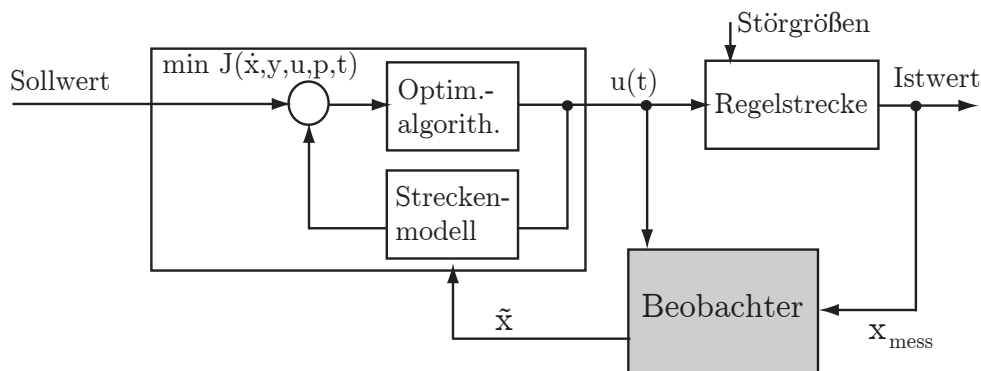


Abbildung 6.3: Blockschaltbild der Signalflüsse eines prädiktiven Reglers (MPC). Für nichtlineare Streckenmodelle handelt es sich um einen nichtlinearen prädiktiven Regler (NMPC).

6.1.1 Gütefunktional

Für die Lösung von Optimalsteuerungsproblemen ist eine geeignete Formulierung der Optimierungsziele erforderlich, um klare Informationen für die Aufstellung des mathematischen Problems und deren effiziente Lösung zu erzielen (Franke 2002; Föllinger 1994). Die Optimierungsziele können grundsätzlich in drei verschiedenen Funktionalen aufgestellt werden. Die Formulierung der Zielfunktionalen wird in diesem Abschnitt angegeben und im Hinblick auf die dynamische Optimierung von mobilen Klimaanlage diskutiert.

Lagrangesches Funktional. Das Lagrangesche Funktional wird für die Bestimmung von optimalen Trajektorien eingesetzt und nimmt die Form:

$$J(\dot{\mathbf{x}}(t), \mathbf{x}(t), \mathbf{y}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t) = \int_{t_0}^{t_e} L(\dot{\mathbf{x}}(t), \mathbf{x}(t), \mathbf{y}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t) \cdot dt \quad (6.3)$$

an. Das Funktional L beschreibt den Abstand zum erwünschten Sollwert innerhalb des Steuerungszeithorizonts $t \in [t_0, t_e]$. Optimale Trajektorien werden anhand des minimalen Abstands zu einem Sollwert eines bestimmten Systemzustands x wie beispielsweise der Innenraumtemperatur der Fahrgastzelle $(T - T_{soll})$ bestimmt. Wird der Abstand zum Sollwert innerhalb des Steuerungszeithorizonts integriert (Gleichung 6.3), spricht man von einer Regelfläche. Eine Trajektorie $x(t)$, die durch Minimierung des Lagrangeschen Funktionals bestimmt wurde, besitzt eine minimale Regelfläche. Um die Einflüsse der Vorzeichenvariation (s. Abbildung 6.4) bei der Berechnung des Funktionals L zu vermeiden, wird mit dem quadratischen Wert des Abstands zum Sollwert gerechnet $(x(t) - x_{soll})^2$ bzw. $(T - T_{soll})^2$.

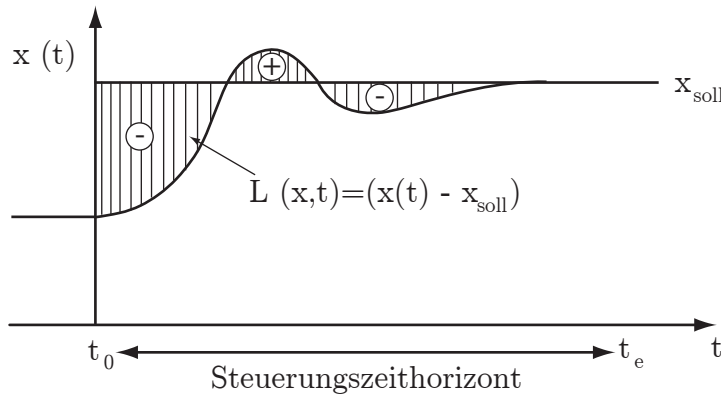


Abbildung 6.4: Das Funktional L bestimmt den Abstand zwischen Istwert x und Sollwert x_{soll} der Systemgröße innerhalb des Steuerungszeithorizonts. Der quadratische Wert des Abstands zum Sollwert vermeidet die Einflüsse der Vorzeichenvariation.

Sollen Prozessgrößen in der optimalen Steuerungsaufgabe berücksichtigt werden, so wird ein energie- oder verbrauchoptimales Kriterium formuliert. Dies ist dann der Fall, wenn beispielsweise der elektrische Verbrauch eines Gebläses anhand der Stellgröße Drehzahl ($u = n$) minimiert werden muss $(n - n_{min})^2$. Wie in Abschnitt 3.3.2 bereits gezeigt, hängt der elektrische Verbrauch des Innenraumgebläses sehr stark von der Gebläsedrehzahl ab. Eine andere Alternative ist die direkte Berücksichtigung des elektrischen Verbrauchs des Gebläses $(\dot{P}_{tech} - 0)^2$ bei der Formulierung des Gütefunktionals. Diese Kriterien sind in Tabelle 6.1 für den Referenzpunkt $x_{soll} = 0$ und $u_{min} = 0$ zusammengefasst.

Die Kombination von unterschiedlichen Kriterien führt zu einer Mehrzieloptimierung. Für die Optimierung mit einem herkömmlichen Optimierungsverfahren werden die Kri-

Tabelle 6.1: Unterschiedliche Lagrangesche Funktionale für die Formulierung der Optimierungsziele bezogen auf den Referenzpunkt $x_{soll} = 0$ und $u_{min} = 0$.

Kriterien	Funktional
Energie- oder Verbrauchsoptimal	$J(u(t), t) = \int_{t_0}^{t_e} u^2(t) \cdot dt$
Verlaufsoptimal oder Regelfläche	$J(x(t), t) = \int_{t_0}^{t_e} x^2(t) \cdot dt$
Zeitoptimal	$J(t) = \int_{t_0}^{t_e} 1 \cdot dt$

terien addiert und je nach Wichtigkeit gewichtet. Diese Methode der Mehrzieloptimierung nennt sich „Summe der gewichteten Kriterien“ (vgl. Collette u. Siarry 2004). Befinden sich diese Kriterien im Konflikt, entsteht die sogenannte Trade-Off-Kurve bzw. die Pareto-Front (vgl. Abschnitt 5.2).

Mayersches Funktional. Das Mayersche Funktional betrachtet lediglich die Endzustände $\mathbf{x}(t_e)$ und die Endzeit t_e des untersuchten dynamischen Systems:

$$J(\mathbf{x}(t_e), t_e) = F(\mathbf{x}(t_e), t_e). \quad (6.4)$$

Für die Bestimmung von Modellparametern und die Lösung zeitoptimaler Steuerungsprobleme ist ein Gütemaß der Mayer-Form geeignet (Franke 1998). Dieses Funktional kann beispielsweise zur Bestimmung von Verdichterdrehzahlen der Klimaanlage eingesetzt werden, um die Fahrgastzelle bei gegebenen Randbedingungen (Umgebungstemperatur, Solarstrahlung, usw.) zeitoptimal abzukühlen.

Bolzasches Funktional. Werden das Mayersche Funktional und das Lagrangesche Funktional zusammenaddiert, so entsteht das Bolzasche Funktional:

$$J(\dot{\mathbf{x}}(t), \mathbf{x}(t), \mathbf{y}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t) = F(\mathbf{x}(t_e), t_e) + \int_{t_0}^{t_e} L(\dot{\mathbf{x}}(t), \mathbf{x}(t), \mathbf{y}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t) dt. \quad (6.5)$$

Da im Rahmen dieser Arbeit der optimale Temperaturverlauf (Trajektorie) der Fahrgastzelle während der gesamten Stillstandsklimatisierungszeit vielmehr von Interesse ist als die Endtemperatur, werden Funktionale der Lagrangeschen Form für die Untersuchung der Steuerungskonzepte der betrachteten Kältekreislaufkomponenten in Kapitel 7 eingesetzt. Darüber hinaus besitzen die Lagrangeschen Funktionale einen quadratischen Charakter (vgl. Tabelle 6.1), was die Berechnung des Ersatzmodells (s. **Schritt 3** des Trust-Region-Algorithmus 2) vereinfacht, da das Ersatzmodell anhand mehrdimensionaler quadratischer Lagrange-Polynome bestimmt wird. Eine gute Approximation des Gütefunktional führt zu wenigen Iterationsschritten des Trust-Region-Algorithmus (vgl. **Schritte 4** und **5** vom Trust-Region-Algorithmus 2) und beschleunigt den Optimierungsprozess.

6.1.2 Lösungsverfahren von dynamischen Optimierungsproblemen

Dynamische Optimierungsprobleme können im Wesentlichen auf zwei Wegen gelöst werden: analytisch oder numerisch. Beide Lösungsverfahren werden im Folgenden erläutert.

Analytische Lösungsverfahren. Für die analytische Lösung eines dynamischen Optimierungsproblems wird das Hamiltonsche Funktional für die Berücksichtigung der Systemdynamik (in diesem Abschnitt nur für ein DGL-System vereinfacht) eingeführt (vgl. Åkesson 2007):

$$H(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) := L(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) + \lambda^T \cdot f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)), \quad (6.6)$$

$$\begin{aligned} \text{mit} \quad \dot{\mathbf{x}}(t) &= f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)), \\ \mathbf{x}(t_0) &= \mathbf{x}_0, \end{aligned} \quad (6.7)$$

wobei die Multiplikatoren $\lambda \in \mathbf{R}^{n_x}$ den adjungierten Variablen entsprechen. Mit Zuhilfenahme einer algebraischen Manipulation und der Definition des Hamiltonschen Funktional, kann das Lagrangesche Funktional aus Abschnitt 6.1.1 in folgendes Funktional umgeschrieben werden:

$$J(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \lambda(t)) = - [\lambda^T \mathbf{x}]_{t_0}^{t_e} + \int_{t_0}^{t_e} [H + \dot{\lambda}^T \mathbf{x}] dt. \quad (6.8)$$

Beim Setzen des totalen Differentials der Gleichung 6.8 zu null $\delta J = \mathbf{0}$ (s. Åkesson 2007) sind folgende notwendige Bedingungen des optimalen Stellgrößenvektors \mathbf{u} gegeben:

$$\frac{\partial \mathbf{x}}{\partial t} = \frac{\partial H}{\partial \lambda}, \quad (6.9a)$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial t} = - \frac{\partial H}{\partial \mathbf{x}}, \quad (6.9b)$$

$$\frac{\partial H}{\partial \mathbf{u}} = \mathbf{0}, \quad (6.9c)$$

$$\lambda(t_e) = \mathbf{0} \quad (\text{Lagrangesches Funktional}), \quad (6.9d)$$

$$\mathbf{x}(t_0) = \mathbf{x}_0. \quad (6.9e)$$

Für die Erfüllung der notwendigen Optimalitätsbedingungen in den Gleichungen 6.9, müssen neben den Initialwerten $\mathbf{x}_0 \in \mathbf{R}^{n_x}$ des Zustandsvektors $\mathbf{x} \in \mathbf{R}^{n_x}$ auch die Werte der adjungierten Variablen λ am Ende des Steuerungszeithorizonts t_e im Voraus bestimmt werden (Gleichung 6.9d). Dies entspricht der sogenannten Zwei-Punkt-Randwertaufgabe und stellt für die hier betrachteten komplexen Systeme einen unpraktikablen Lösungsweg dar. Mit Zuhilfenahme der Optimalitätsbedingungen 6.9 können sehr einfache Probleme gelöst werden. Sie werden eingesetzt, um die optimale Lösung des Testproblems aus Abschnitt 6.3 (vgl. Anhang F) analytisch herzuleiten. Mit dieser optimalen analytischen Lösung kann die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Optimierungsbibliothek verifiziert werden.

⁹Diese Bedingungen sind die Basis des Maximumprinzips von Pontryagin.

Numerische Lösungsverfahren. Ein anderer Lösungsweg ist die direkte Anwendung (ohne algebraische Manipulation) von numerischen Verfahren, um ein dynamisches Optimierungsproblem zu lösen. Verschiedene Strategien für die numerische Lösung optimaler Steuerungsprobleme wie beispielsweise das Sequentiell- oder das Simultan-Verfahren können eingesetzt werden. Diese Verfahren wandeln das unendliche Optimierungsproblem (Bestimmung der optimalen Stellgrößen $u(t)$ in der unendlichen Menge der reellen Zahlen im Steuerungszeithorizont $t \in [t_0, t_e]$) in ein finites und durch einen Rechner lösbares Optimierungsproblem um. Der Unterschied zwischen einem Sequentiell-Verfahren und einem Simultan-Verfahren besteht darin, wie das DGL-System des zu optimierenden Streckenmodells in das Optimierungsproblem integriert wird. Beim Sequentiell-Verfahren werden lediglich die Stellgrößen $\mathbf{u}(t)$ im Steuerungszeithorizont diskretisiert (s. Abschnitt 6.2.2) und als Optimierungsparameter als Vektor \mathbf{u}_p für einen Optimierungsalgorithmus bereitgestellt. Die Berechnung des Zielfunktional und dementsprechend die Integration der Gleichungen des Streckenmodells $\dot{\mathbf{x}}(t) = f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))$ erfolgen unabhängig und sequentiell für jede neue Iteration des Optimierungsalgorithmus bis das Optimum erreicht ist. Sequentiell-Verfahren unterteilen sich weiterhin in zwei Klassen: Einschießverfahren und Mehrschießverfahren. Bei den Mehrschießverfahren wird das DGL-System des Streckenmodells innerhalb des Steuerungszeithorizonts bei jeder Iteration des Optimierungsalgorithmus für verschiedene Teilsteuerungszeithorizonte gelöst (s. Abbildung 6.5 links). Es muss bei diesem Verfahren zusätzlich gewährleistet werden, dass die Anfangs- und Endzustände benachbarter Teilsteuerungszeithorizonte identisch sind ($d_i = 0$) (s. z.B. Findeisen 2004). Bei Einschießverfahren (Abbildung 6.5 rechts) wird dagegen das DGL-System des Streckenmodells und dementsprechend das Gütefunktional für jede Iteration des Optimierungsalgorithmus im gesamten Steuerungszeithorizont berechnet.

Beim Simultan-Verfahren (vgl. Kameswaran u. Biegler 2006) werden die zeitlich diskretisierten Gleichungen des Streckenmodells (z.B. mit einem expliziten Euler-Verfahren mit Schrittweite h) während der Iteration des Optimierungsalgorithmus als Restriktionen der Optimierungsaufgabe $c(\mathbf{x}, \mathbf{u})$ berücksichtigt. Das Optimierungsproblem nimmt die Form (vgl. Åkesson 2007) an:

$$\min_{\mathbf{u}_p} J(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)), \quad \mathbf{u}_p \in \mathbb{R}^{n_{up}} \quad (6.10)$$

$$\text{mit } c(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = \begin{pmatrix} \mathbf{x}_0 + h \cdot f(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}_0) - \mathbf{x}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{x}_{n_{up}-1} + h \cdot f(\mathbf{x}_{n_{up}-1}, \mathbf{u}_{n_{up}-1}) - \mathbf{x}_{n_{up}} \end{pmatrix} = \mathbf{0}.$$

Die Anzahl des diskretisierten Stellgrößenvektors ist n_{up} . Die Schrittweite h für die Diskretisierung der Zustände x im Steuerungszeithorizont $[t_0, t_e]$ beträgt $h = (t_e - t_0)/n_{up}$. Simultan-Verfahren besitzen im Vergleich zu Sequentiell-Verfahren bessere numerische Eigenschaften (s. Kameswaran u. Biegler 2006). Aufgrund der Komplexität der betrachteten Komponentenmodelle (Streckenmodelle) und der Tatsache, dass die Berechnung des Zielfunktional und die Integration der Gleichungen des Streckenmodells mit-

tels eines kompilierten Modelica-Modells erstmals für eine Offline-Untersuchung stattfindet, wird in dieser Arbeit das sequentielle Einschießverfahren bevorzugt. Die Umwandlung des dynamischen Optimierungsproblems in ein durch einen Rechner lösbares nichtlineares Optimierungsproblem erfolgt im nächsten Abschnitt.

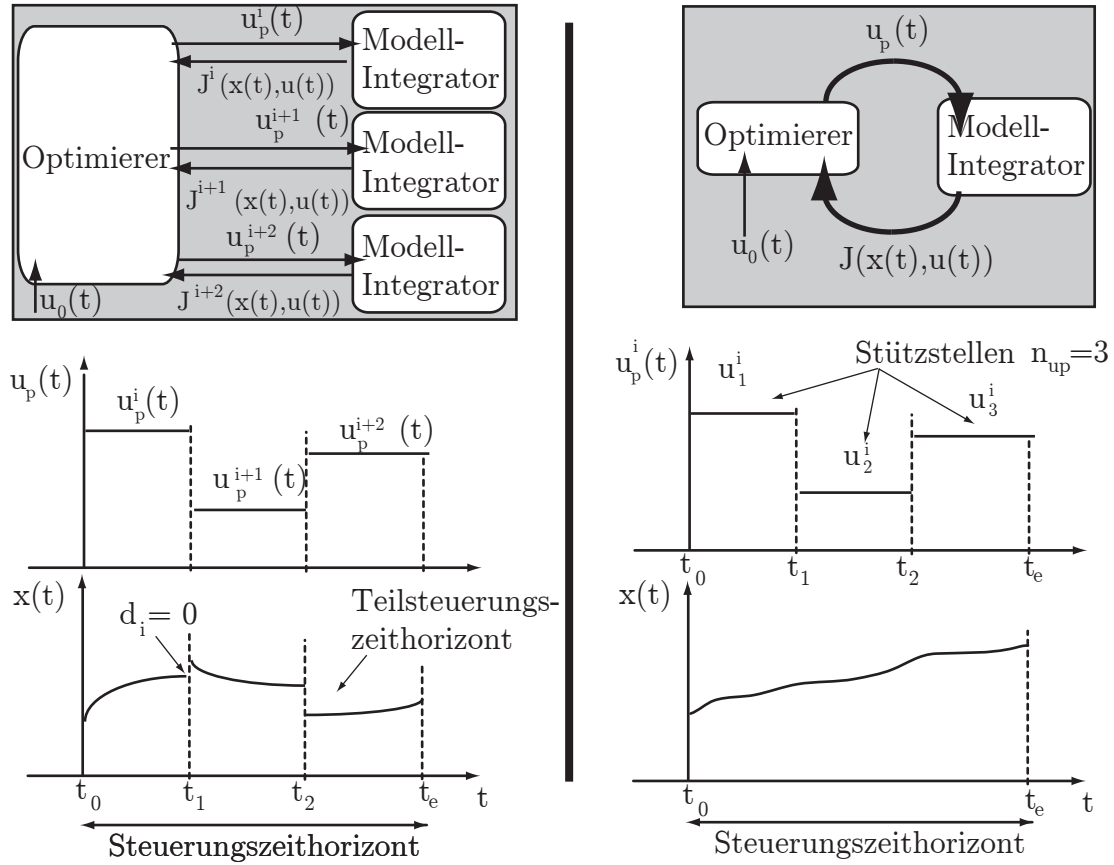


Abbildung 6.5: Zusammenspiel zwischen dem Optimierungsverfahren und dem Streckenmodell-Integrator bei Sequentiell-Verfahren. Links: Mehrschießverfahren. Rechts: Einschießverfahren.

6.1.3 Umwandlung in ein nichtlineares Optimierungsproblem

Wie im letzten Abschnitt bereits erwähnt, kann die Anwendung analytischer Lösungsverfahren für komplexe Systeme zu zeitaufwendigen Lösungsprozessen führen. Um dies zu umgehen, werden numerische Verfahren eingesetzt. Ziel der numerischen Lösung von dynamischen Optimierungsproblemen für die Anwendungen in dieser Arbeit ist es, das Optimierungsproblem:

$$J(\mathbf{x}(t), \mathbf{y}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t) \rightarrow \min_{\mathbf{u}(t)}, \quad (6.11a)$$

$$\mathbf{u}_{min} \leq \mathbf{u}(t) \leq \mathbf{u}_{max}, \quad (6.11b)$$

$$\mathbf{x}_{min} \leq \mathbf{x}(t) \leq \mathbf{x}_{max}, \quad (6.11c)$$

$$\mathbf{y}_{min} \leq \mathbf{y}(t) \leq \mathbf{y}_{max}, \quad (6.11d)$$

$$\text{mit} \quad \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{y}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t), \quad (6.11e)$$

$$\mathbf{0} = \mathbf{g}(\mathbf{x}(t), \mathbf{y}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t) \quad (6.11f)$$

unter Berücksichtigung der Restriktionen 6.11b-6.11d und der Systemdynamik 6.11e-6.11f zu lösen. Hierfür wird ein gradientenfreies Optimierungsverfahren (z.B. der Trust-Region-Algorithmus CONDOR (Vanden Berghen 2004)) nach dem Einschießverfahrenschema (s. Abbildung 6.5) eingesetzt. Um das Optimierungsproblem für den nichtlinearen Optimierungsalgorithmus lösbar zu machen, werden folgende Punkte berücksichtigt:

- Die Restriktionen der Stellgrößen $\mathbf{u}_{min} \in \mathbb{R}^{n_u}$ und $\mathbf{u}_{max} \in \mathbb{R}^{n_u}$ werden vom Optimierungsalgorithmus berücksichtigt. Der CONDOR-Algorithmus benutzt hierfür ein Active-Menge-Verfahren (vgl. Fletcher 1987).
- Die ADGL des dynamischen Systems 6.11e und 6.11f sowie das Gütefunktional 6.11a werden von einem kompilierten Modelica-Modell gelöst.
- Die Stellgrößen $u_i \in \mathbf{u}(t)$ mit $i = 1 \dots n_u$ (n_u Anzahl der Stellgrößen) müssen innerhalb des Steuerungszeithorizonts diskretisiert werden. Die Diskretisierungsformen werden in Abschnitt 6.2.2 behandelt. Die n_{up} Stützstellen der Diskretisierung von jeder Stellgröße u_i (vgl. Abbildung 6.5 rechts) werden als Optimierungsparameter betrachtet und sind im Parametervektor \mathbf{u}_p wie folgt eingeordnet:

$$\mathbf{u}_p = \begin{pmatrix} u_{1,1} \\ \vdots \\ u_{1,n_{up}} \\ \vdots \\ u_{n_u,1} \\ \vdots \\ u_{n_u,n_{up}} \end{pmatrix}. \quad (6.12)$$

Für zwei Stellgrößen $n_u = 2$ und bei einer Diskretisierung von $n_{up} = 4$ ergibt sich beispielsweise ein Optimierungsproblem der Dimension $n_u \times n_{up} = 8$. Der parametrisierte Stellgrößenvektor \mathbf{u}_p wird iterativ geändert, bis das Zielfunktional 6.11a minimiert wird.

- Restriktionen der Zustands- und der algebraischen Größen (Gleichungen 6.11c und 6.11d) können bei Einschießverfahren mit kompilierten Modelica-Modellen nicht vom Optimierungsalgorithmus direkt berücksichtigt werden. Diese werden als „Strafterme“ in das Gütefunktional mit einbezogen (s. Kapitel 7).

6.2 Dynamic Optimization Library - DOLI

Die hier verfolgte Strategie bei der Entwicklung von DOLI besteht in der Anwendung von Optimierungsalgorithmen, die keine Informationen über die Sensitivitätsgleichungen benötigen, die so genannten gradientenfreien Algorithmen (derivative free bzw. direct search algorithms) (vgl. Bockholt u. a. 2008a). Diese vereinfachen die Kopplung mit dem Simulationsmodell erheblich und sind unabhängig von der Simulationsumgebung, solange eine Schnittstelle zur Steuerung des kompilierten Modells vorhanden ist. Abbildung 6.6 zeigt die objektorientierte Struktur von DOLI (C/C++-Schicht) und wie sie mit einem Streckenmodell (Modelica-Schicht) für die Realisierung einer optimalen Steuerung (vgl. Abbildung 6.2) eingesetzt werden kann.

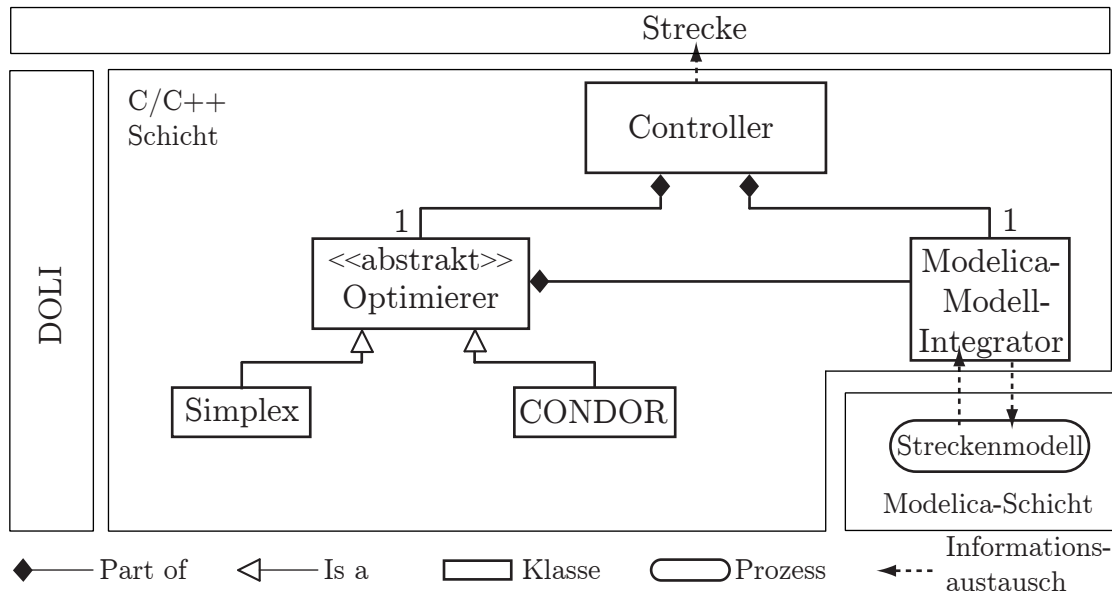


Abbildung 6.6: Objekt-orientierte Struktur von DOLI in der C/C++-Schicht. Das Streckenmodell wird in der Modelica-Schicht erstellt und mit der Bibliothek für die Untersuchung optimaler Steuerungskonzepte einer Strecke gekoppelt (s. Abbildung 6.2).

Die Bibliothek besteht aus einem Optimierungsalgorithmus und einem Modell der zu steuernden Strecke. Der CONDOR-Algorithmus (vgl. Vanden Berghen 2004) und

der Simplex-Algorithmus von Nelder und Mead (aus Press u. a. 2002) sind bereits integriert. Die Klasse „Modelica-Modell-Integrator“ ist ein „Wrapper“ für das kompilierte Modelica-Modell (z.B. `dyMosim.exe` der Fa. Dynasim AB (2008)). Für künftige Anwendungen kann diese Klasse erweitert werden, um einen aus einem Modelica-Modell generierten C-Code einzubinden.

Die Bibliothek kann mit einem Modelica-Streckenmodell in der Modelica-Schicht für die Offline-Untersuchung von Optimierungsstrategien eingesetzt werden. Der Informationsaustausch zwischen der C/C++-Schicht und der Modelica-Schicht geschieht durch das Modelica-Standardpaket `Blocks.Interfaces` (Input- und Outputkonektoren).

In Abbildung 6.7 ist die Kopplung mit einem kompilierten Modelica-Modell dargestellt. Nach der Initialisierung der Algorithmen mit einem Startwert der diskretisierten Stellgrößen \mathbf{u}_p^0 (vgl. Abschnitt 6.2.2) werden Optimierungsiterationen durchgeführt, bis das Gütefunktional J minimiert wird. Erst nach Berechnung der optimalen Stellgrößen \mathbf{u}_p werden sie an die reale Strecke übertragen, falls die Steuerung online geschieht.

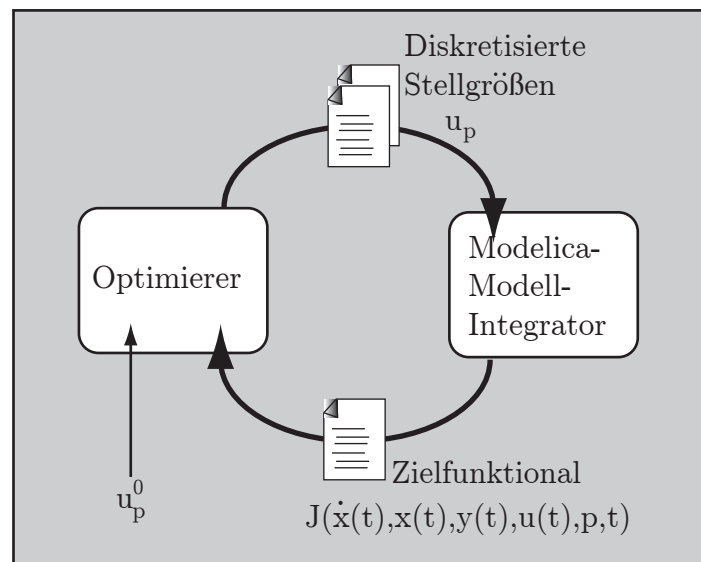


Abbildung 6.7: Funktionsprinzip des Einschießverfahrens für die numerische Lösung des dynamischen Optimierungsproblems mit Modelica-Modellen.

6.2.1 Parameter-Normierung

Die Bibliothek für dynamische Optimierung bietet weiterhin die Möglichkeit, die zu optimierenden Parameter zu normieren. Bei physikalisch modellierten Kälte-, Klima- und Wärmepumpensystemen ist es häufig der Fall, dass die Stellgrößen unterschiedliche Größenordnungen aufweisen. Ventilquerschnittsflächen haben beispielsweise eine Größenordnung von $10^{-6} [m^2]$, während Gebläsedrehzahlen im Bereich $10^3 [1/min]$ liegen. Wie in Abschnitt 4.1.2 bereits erwähnt, hängt die algorithmische Effizienz des Simplex-Verfahrens und des Trust-Region-Verfahrens davon ab, inwieweit das Simplex-Gebilde und der Trust-Region-Radius die Form des Parametersuchraums ausnutzen können. Unterscheiden sich die Größenordnungen der Stellgrößen zu stark, erhöht sich

die Anzahl von Funktionsaufrufen bzw. von Simulationen, bis das lokale Optimum erreicht wurde. Dieser Effekt ist in Abbildung 6.8 für eine bidimensionale Optimierungsaufgabe $\mathbf{p} \in \mathbb{R}^2$ mit Box-Restriktionen $\mathbf{p}_{min} \leq \mathbf{p} \leq \mathbf{p}_{max}$ dargestellt. Auf der linken Seite ist der Parameterraum nicht normiert. Demzufolge kann der Trust-Region-Radius bis zur Breite der Restriktion des Parameters p_1 expandiert werden. Bei einer Parameter-Normierung (Abbildung 6.8 rechts) kann der Trust-Region-Radius die quadratische Form des zulässigen Parameterraums besser ausnutzen.

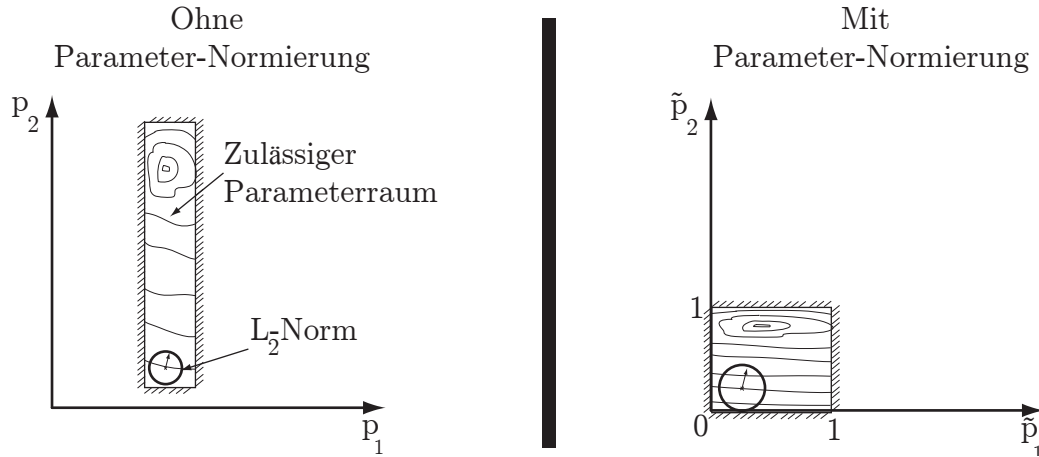


Abbildung 6.8: Exemplarisches bidimensionales ($\mathbf{p} \in \mathbb{R}^2$) Optimierungsproblem mit Parameter-Restriktion. Links: Optimierungsproblem ohne Normierung der Parameter. Rechts: Normierung der Parameter für die Verbesserung der algorithmischen Effizienz.

6.2.2 Parametrisierung der Stellgrößen

In Abschnitt 6.1.3 wurde die Umwandlung eines dynamischen Optimierungsproblems in ein nichtlineares Optimierungsproblem aufgezeigt. Damit die in Kapitel 4 vorgestellten Optimierungsalgorithmen das nichtlineare Optimierungsproblem lösen können, müssen die Stellgrößen parametrisiert werden. Die Optimierungsbibliothek DOLI kann die Stellgrößen in *stückweise konstant*, *stückweise linear* und als *Lagrange-Polynom* parametrisieren. Diese Parametrisierungsarten werden im Folgenden erläutert.

Stückweise konstant

Dieses ist die einfachste Form der Parametrisierung. Der Steuerungszeithorizont $[t_0, t_e]$ wird in n_{up} Intervalle geteilt. Die zu optimierenden Parameter sind die konstanten Stellgrößen in jedem Teilintervall. In Abbildung 6.9 ist diese Art der Parametrisierung für die Stellgröße u_i mit $n_{up} = 5$ exemplarisch aufgezeigt.

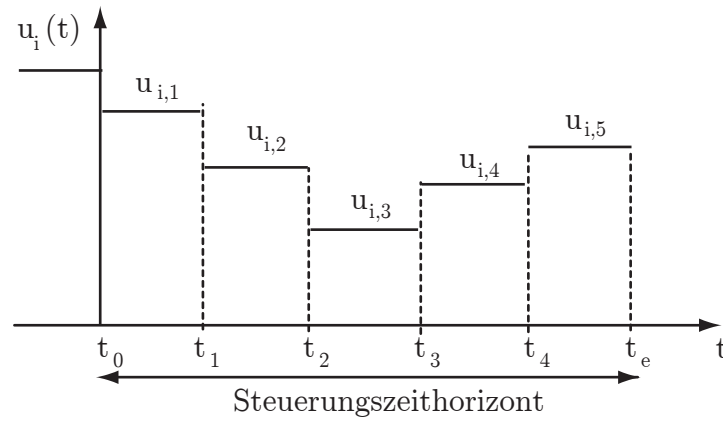


Abbildung 6.9: Stückweise konstante Parametrisierung der Stellgrößen.

Stückweise linear

Bei einer stückweise linearen Parametrisierung der Stellgrößen werden die Stellgrößenwerte in den Teilintervallen des Steuerungszeithorizonts linear interpoliert. In Abbildung 6.10 ist die Stellgröße u_i mit einer stückweise linearen Diskretisierung für $n_{up} = 5$ aufgezeigt.

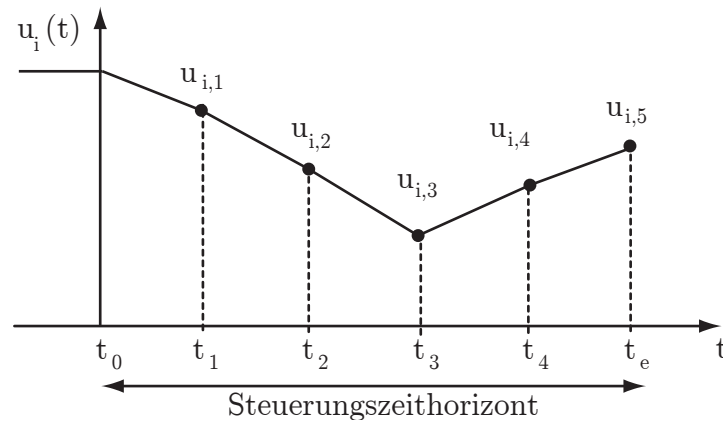


Abbildung 6.10: Stückweise lineare Parametrisierung der Stellgrößen.

Lagrange-Polynom

Ähnlich wie das Ersatzmodell der Zielfunktion bei den gradientenfreien Optimierungsverfahren (s. Abschnitt 4.1.2), können die Stellgrößen anhand von Lagrange-Polynomen interpoliert werden. Der Unterschied hierbei ist, dass es sich um eindimensionale Lagrange-Polynome der $(n_{up} - 1)$ -ten Ordnung handelt, wobei n_{up} der Anzahl der Teilintervalle im Steuerungszeithorizont entspricht. Mit dem Lagrange-Polynom wird ein glatter Verlauf der Stellgröße erzielt. Abbildung 6.11 zeigt schematisch ein Lagrange-Polynom für eine Diskretisierung der Stellgröße $u_i(t)$ von $n_{up} = 5$. Die zu optimierenden Parameter sind die Stützstellen $u_{i,j}$ des Lagrange-Polynoms innerhalb des Steuerungs-

zeithorizonts:

$$u_i(t) = \sum_{j=1}^{n_{up}} u_{i,j} \cdot L_j^{(n_{up}-1)}(t), \quad \text{mit } t \in [t_0, t_e]. \quad (6.13)$$

Die Lagrange-Polynome $L_j^{(n_{up}-1)}$ sind wie folgt definiert:

$$L_j^{(n_{up}-1)}(t) := \begin{cases} 1, & \text{wenn } n_{up} = 1 \\ \prod_{k=1, k \neq j}^{n_{up}} \left(\frac{t-t_k}{t_j-t_k} \right), & \text{wenn } n_{up} \geq 2. \end{cases} \quad (6.14)$$

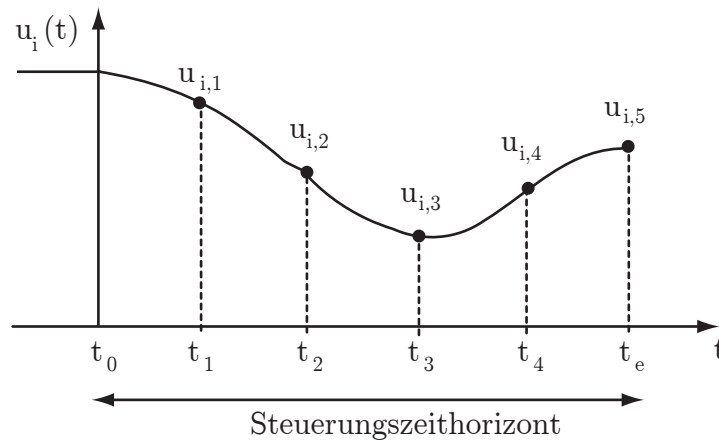


Abbildung 6.11: Parametrisierung der Stellgrößen mit Lagrange-Polynomen.

Nachteil der Lagrange-Polynome als Parametrisierung der Stellgrößen ist, dass der Verlauf des Polynoms zwischen den Stützstellen die Restriktionen der Stellgrößen verletzen kann (s. Abbildung 6.12).

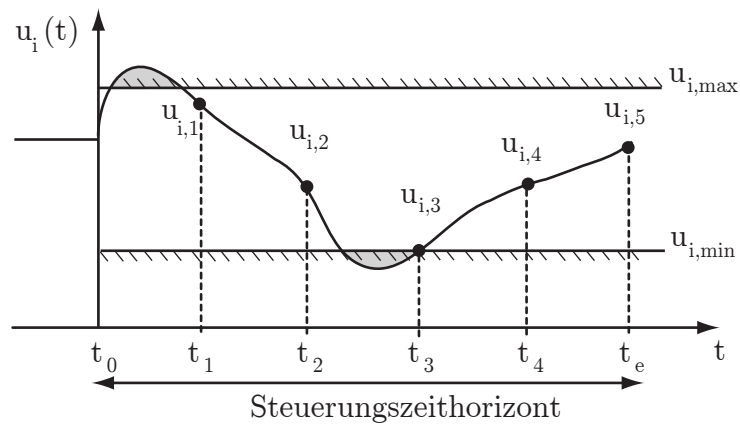


Abbildung 6.12: Verletzung der Stellgrößen-Restriktionen, obwohl die Stützstellen $u_{i,j}$ mit $j = 1 \dots 5$ innerhalb des zulässigen Bereichs liegen.

6.3 Dynamische Optimierung eines thermodynamischen Modells

6.3.1 Testproblem

Als Testproblem für die Verifikation der Bibliothek wird das Abkühlen eines adiabaten Raumes mit idealer Luftvermischung eingesetzt (s. Abbildung 6.13). Ziel der Optimierung ist es, eine schnellere Abkühlung des adiabaten Raumes mit einem minimalen Massenstrom-Einlass durchzuführen.

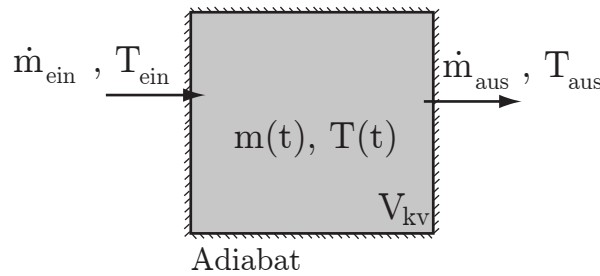


Abbildung 6.13: Thermodynamisches Testmodell für die exemplarische Anwendung der dynamischen Optimierungsbibliothek.

Die Differentialgleichungen für das System mit trockener Luft aus Abbildung 6.13 lassen sich aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik für adiabate instationäre Fließprozesse unter Vernachlässigung der Luftgeschwindigkeit und der potentiellen Energie herleiten:

$$\frac{dU}{dt} = \sum \dot{H}, \quad (6.15a)$$

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{ein} - \dot{m}_{aus}. \quad (6.15b)$$

Für konstante Luftvolumen, Luftdruck und spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck c_p kann die Gleichung 6.15a wie folgt vereinfacht werden:

$$m \cdot \frac{dT}{dt} = \dot{m}_{ein} \cdot [T_{ein} - T_{aus}]. \quad (6.16)$$

Mit Hilfe der thermischen Zustandsgleichung für ideales Gas bei konstantem Druck und Volumen

$$p \cdot V_{kv} = m \cdot R_L \cdot T, \quad (6.17)$$

lässt sich die zeitliche Änderung der Luftmasse aus Gleichung 6.15b errechnen:

$$\begin{aligned} \frac{dm}{dt} &= \frac{p \cdot V_{kv}}{R_L} \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{T} \right), \\ \frac{dm}{dt} &= -m \cdot \beta \cdot \frac{dT}{dt}, \end{aligned} \quad (6.18)$$

wobei $\beta = 1/T$ dem thermischen Ausdehnungskoeffizient für ideales Gas entspricht. Weiterhin kann die Gleichung 6.16 in die Gleichung 6.18 eingesetzt werden, womit sich die zeitliche Änderung der Luftmasse im Raum vereinfacht:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{ein} \cdot \left(1 - \frac{T_{ein}}{T_{aus}}\right). \quad (6.19)$$

Die Luft Eintrittstemperatur T_{ein} ist konstant und gleich der Soll-Temperatur $T_{ein} = T_{soll}$. Durch die ideale Vermischung gleicht sich die Luftaustrittstemperatur der Temperatur der Luft im Raum an und es gilt $T_{aus} = T$. Ein Vergleich mit den Gleichungen 6.11 liefert $\mathbf{x}^T = \{T, m\}$, $\mathbf{u}^T = \{\dot{m}_{ein}\}$ und $\mathbf{p}^T = \{V_{kv}\}$.

6.3.2 Formulierung der Optimierungsaufgabe

Das Gütefunktional für das Testproblem ist als Kombination eines verlaufs- und eines verbrauchsoptimalen Kriteriums formuliert und ist wie folgt aufgestellt:

$$\min_{\dot{m}} J(T, \dot{m}_{ein}, t) = \frac{1}{2} \cdot \int_{t_0}^{t_e} [w_1 \cdot (T_{soll} - T)^2 + w_2 \cdot (\dot{m}_{min} - \dot{m}_{ein})^2] \cdot dt. \quad (6.20)$$

Die Wichtungsskalare w_1 und w_2 dienen der Normierung und Priorisierung der Kriterien. Ziel ist eine schnellere Abkühlung des Raumes mit einem minimalen Energieaufwand. Für das Testproblem bedeutet ein minimaler Energieaufwand einen geringeren Eintrittsmassenstrom \dot{m}_{ein} , der beispielsweise aus einem elektrisch betriebenen Gebläse erzeugt wird. Die Solltemperatur ist auf $T_{soll} = 293 \text{ K}$ gesetzt. Der minimale Massenstrom beträgt $\dot{m}_{min} = 0.15 \text{ kg/s}$.

6.3.3 Analytische Lösung

Die analytische Lösung für den Massenstrom des Testproblems ist in Gleichung 6.21 aufgestellt (vgl. Anhang F für die Herleitung).

$$\dot{m}_{ein}^* = \dot{m}_{min} - \frac{1}{w_2} \cdot \left[\frac{\lambda_1}{m} \cdot (T_{soll} - T) + \lambda_2 \cdot \left(1 - \frac{T_{soll}}{T}\right) \right], \quad (6.21a)$$

$$\text{mit } \frac{d\lambda_1}{dt} = w_1 \cdot (T_{soll} - T) + \lambda_1 \cdot \frac{\dot{m}_{ein}}{m} - \lambda_2 \cdot \dot{m}_{ein} \cdot \frac{T_{soll}}{T^2}, \quad (6.21b)$$

$$\frac{d\lambda_2}{dt} = \lambda_1 \cdot \frac{\dot{m}_{ein}}{m^2} \cdot (T_{soll} - T), \quad (6.21c)$$

wobei λ_1 und λ_2 den adjungierten Variablen des Optimierungsproblems entsprechen. Um die Gleichung 6.21 numerisch zu integrieren, müssen die adjungierten Variablen die Transversalitätsbedingungen (Föllinger 1994):

$$\lambda_1(t_e) = 0$$

$$\lambda_2(t_e) = 0$$

erfüllen. Diese Bedingungen können beim iterativen Setzen geeigneter Initialwerte der adjungierten Variablen ($\lambda_1(0), \lambda_2(0)$) erfüllt werden. Da diese Variablen keine physikalischen Größen sind (vgl. Åkesson 2007, S. 64) und nur der Lösung des Optimierungsproblems dienen, ist das Setzen von Initialwerten für komplexe Optimierungsaufgaben

ein sehr zeitaufwendiger Lösungsweg. Somit ist die Anwendung dieser Lösungsstrategie bei der dynamischen Optimierung der in dieser Arbeit betrachteten Komponenten ungeeignet. Für die Überprüfung der Bibliothek DOLI ist dieses Lösungsverfahren allerdings hilfreich, indem die optimale analytisch hergeleitete und die optimale numerische Lösung miteinander verglichen werden können.

6.3.4 Numerische Lösung

Für die numerische Lösung sind die Differentialgleichungen des Testproblems in Modelica implementiert (s. Codeauflistung 6.1). Das Gütefunktional ist in Zeile 18 aufgestellt und dient als Zielfunktional für DOLI. Die Steuergröße ist der Massenstrom des Eingangskonnektors (`inPort.m_flow`) und wurde in $n_{up} = 30$ stückweise konstante Segmente innerhalb des Steuerungszeithorizonts diskretisiert.

```
1 model Box
2   ... (Definition von Parametern, Konstanten und Startwerten)
3   SI.Temperature T(start=Tstart) "Zustandsvariable 1";
4   SI.Mass m (start=rhoAir*V) "Zustandsvariable 2";
5   Real cost "Gütefunktional";
6   Real w1,w2 "Wichtung";
7   Connectors.Port inPort, outPort "Konnektoren";
8 equation
9   /***** Massenbilanz *****/
10  der (m)=inPort.m_flow-outPort.m_flow;
11  der (m)=inPort.m_flow*(1-inPort.T/T);
12  /***** Energiebilanz *****/
13  m*der (T)=inPort.m_flow*(inPort.T-T);
14  outPort.T=T;
15  /***** Gütemaß *****/
16  w1=1.5/(Tstart-Tsoll)^2;
17  w2=0.5/(mflowMin-mflowMax)^2;
18  der (cost)=0.5*(w1*(Tsoll-T)^2+w2*(mflowMin-inPort.m_flow)^2);
19 end Box;
```

Codeauflistung 6.1: Abschnitt des Modelica-Codes des thermodynamischen Problems.

Die Ergebnisse der analytischen und der numerischen Lösung sind in Abbildung 6.14 dargestellt. Der adiabate Raum mit einem internen Volumen von 1 m^3 wird innerhalb von 40 s von $40 \text{ }^\circ\text{C}$ auf $20 \text{ }^\circ\text{C}$ nach dem Gütefunktional der Zeile 18 in Codeauflistung 6.1 optimal abgekühlt. Schließlich werden die Wichtungsskalare w_1 und w_2 (Zeile 16 und 17 in Codeauflistung 6.1) des Gütefunktionals variiert, um den optimalen Massenstromverlauf zu untersuchen. In Abbildung 6.15 sind die Ergebnisse der Wichtungsvariation dargestellt. Zuerst werden die Werte $0.33w_1$ und $3w_2$ gesetzt, d.h. es wird ein Optimierungsproblem mit einem dominanten verbrauchsoptimalen Kriterium formuliert. Im folgenden Schritt wird eine Optimierung mit den Werten $1.33w_1$ und $0w_2$ durchgeführt. Die Lösung konvergiert wie erwartet zum maximal möglichen Massenstromverlauf, da das verbrauchsoptimale Kriterium w_2 ausgeschaltet wird. Mit diesem Vergleich der numerischen und der analytischen Lösung sind die Funktional-

litäten der Bibliothek geprüft worden. Die Bibliothek kann nun im folgenden Kapitel für die dynamische Optimierung von Klimaanlageanlagen mit innovativen Komponenten für die mobile Anwendung eingesetzt werden.

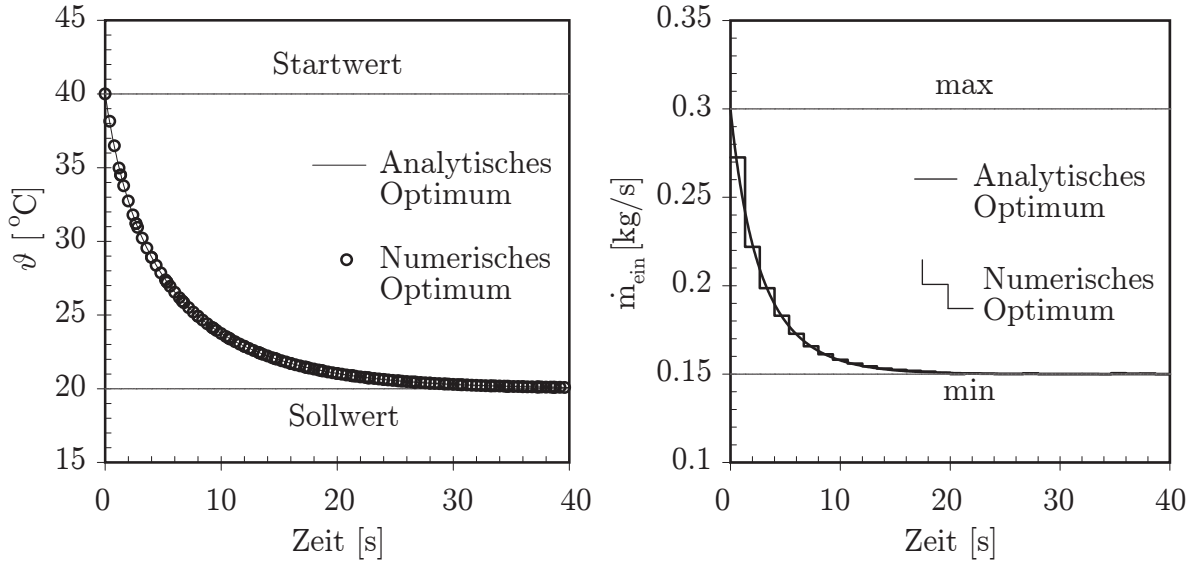


Abbildung 6.14: Vergleich zwischen analytischer und numerischer Lösung.

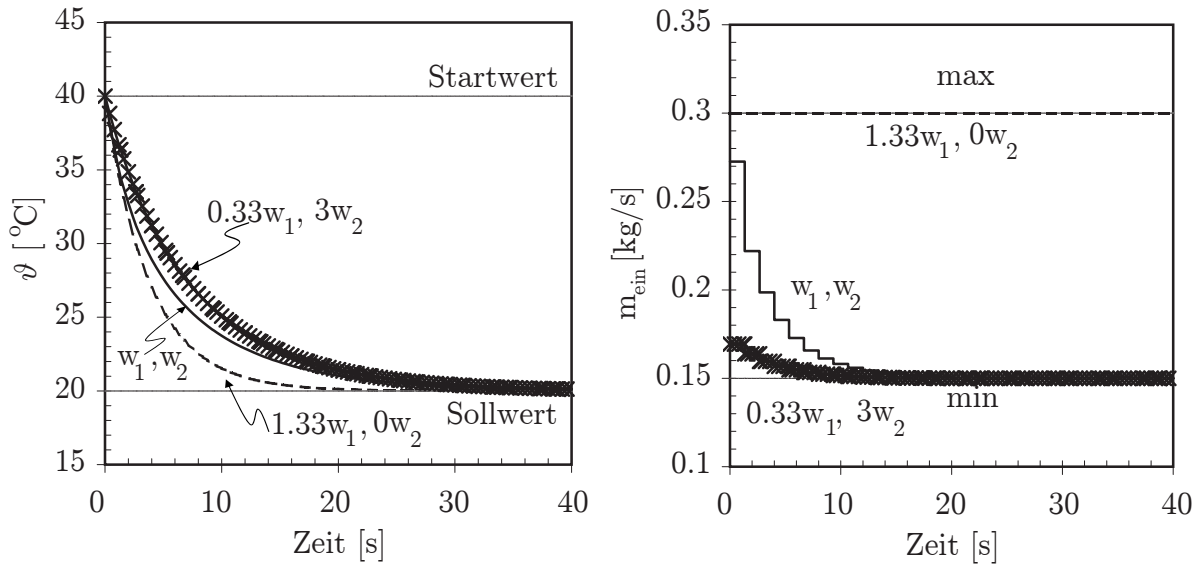


Abbildung 6.15: Wichtungsvariation des dynamischen Optimierungsproblems aus Gleichung 6.20.

Kapitel 7

Offline-Applikation der dynamischen Optimierung

Ein großer Vorteil der Entwicklung von Steuerungskonzepten mit Hilfe der dynamischen Optimierung liegt in der simultanen Berücksichtigung von energetischem Verbrauch und technischen Restriktionen der Zustandsvariablen sowie der Stellgrößen des zu steuernden Systems. In diesem Kapitel werden Steuerungskonzepte mit den in Kapitel 3 entwickelten Modellen des Speicherverdampfers und des steuerbaren Niederdrucksammlers mit Hilfe der in Kapitel 6 dargestellten Optimierungsbibliothek DOLI untersucht.

7.1 Stillstandsklimatisierung mit Speicherverdampfer

7.1.1 Modell und Anwendungsszenario

Abbildung 7.1 zeigt das Blockdiagramm der Modelica-Modelle für die Untersuchung des optimalen Steuerungskonzepts bei einer autarken Standklimatisierung mit Speicherverdampfer. Ziel ist die Aufrechterhaltung der Behaglichkeitsbedingungen (Temperatur und relative Luftfeuchte) in der Fahrgastzelle während der Stillstandsklimatisierung bei Steuerung der Frischluftklappenöffnung und der Innenraumgebläsedrehzahl. Das Modell besteht aus einem Frischluft-Mischer (**freshair**) mit einer verstellbaren Frischluftklappe, einem radialen Gebläse (**blower**), einem Heiz- und Klimagerät (**hvac**) und der Fahrgastzelle (**zone**). Im T-Stück wird die Luft je nach Frischluftklappen-Einstellung wieder in das Klimatisierungssystem zurückgeführt. Für eine geöffnete Frischluftklappe **flapPos=1** findet keine Rezirkulation der Luft statt und die Luft strömt in den Pkw-Heckraum (**rearend**). Bei dieser Einstellung der Frischluftklappe wird Luft bei Umgebungsbedingungen stetig angesaugt und durch das Heiz- und Klimagerät geblasen. Die Luftfeuchtigkeit der Umgebung (**environment**) beträgt bei dem untersuchten Szenario $\varphi = 35\%$, die Temperatur ist auf $\vartheta = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ gesetzt. Die zugeführte Wärme durch Solarstrahlung beträgt $\dot{Q}_u = 1.2\text{ kW}$ (vgl. Tabelle 2.1). In der Fahrgastzelle befindet sich eine Person (s. Abschnitt 3.3.4). Die zu optimierenden

Stellgrößen $\mathbf{u}(t)$ für die Gewährleistung des Klimakomforts sind der Einstellwinkel der Frischluftklappe $\text{flapPos} \in [0, 1]$ und die Innenraumgebläse-Drehzahl $n \in [600, 1700] \text{ 1/min}$.

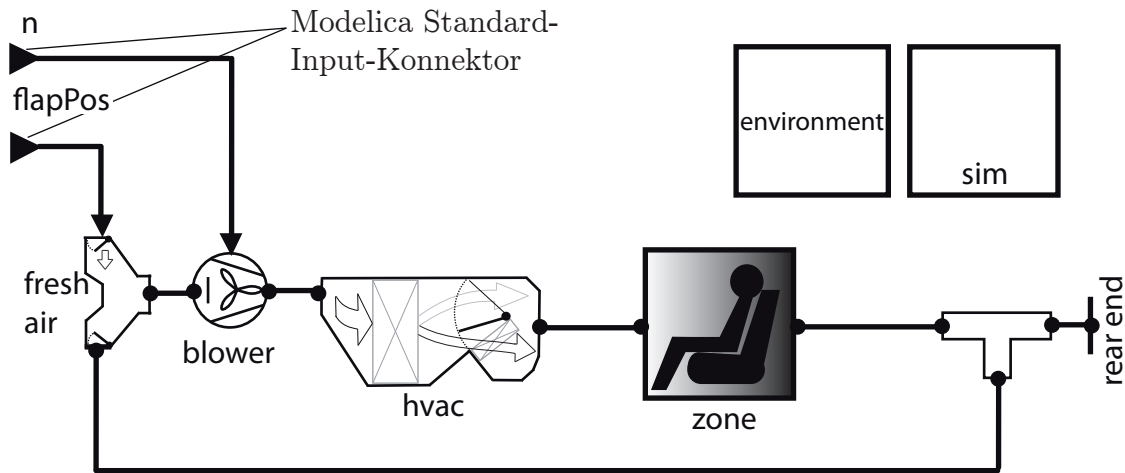


Abbildung 7.1: Blockdiagramm der Modelica-Modelle für die dynamische Optimierung der Stillstandsklimatisierung mit dem Speicherverdampfer. Die Stellgrößen entsprechen der Innenraumgebläse-Drehzahl n und dem Einstellwinkel der Frischluftklappe flapPos .

7.1.2 Initialisierung des kompilierten Streckenmodells

Ein zu beachtender Aspekt bei der dynamischen Optimierung mit kompilierten Modelica-Modellen ist der Initialisierungsprozess des Streckenmodells. Ein nicht robuster Initialisierungsprozess des kompilierten Streckenmodells führt zu Konvergenzschwierigkeiten des Optimierungsalgorithmus. Für die im Rahmen dieser Arbeit angewandten Streckenmodelle geschieht die Kopplung zwischen dem Initialisierungslöser und den Modellgleichungen bereits während der Kompilierung über eine Simulationsumgebung (z.B. Dymola Dynasim AB (2008)). Nach der Kompilierung hat der Benutzer keine Möglichkeit mehr, den Initialisierungsprozess zu beeinflussen. Das kompilierte Streckenmodell des letzten Abschnitts zeigt sich als schwer initialisierbar. Die Ursache dieses Initialisierungsproblems liegt an der Tatsache, dass das mit der Simulationsumgebung Dymola kompilierte Modelica-Modell eine Fixpunktmethode für die Lösung nichtlinearer Gleichungssysteme anwendet (s. z.B. Merziger u. a. 2001). In Abbildung 7.2 sind die Iterationen der Fixpunktmethode für die Berechnung des Betriebspunktes des Gebläse-Klimagerätmodells während der Initialisierung schematisch aufgezeigt. Falls der Betriebspunkt beim Initialisieren nicht genau getroffen wird, divergiert die Folge der Werte des Volumenstroms vom Betriebspunkt. Dies hat zur Folge, dass die maximale Anzahl der Iteration überschritten wird und ein Startwert \mathbf{y}_0 nicht bestimmt werden kann. Diese numerische Schwierigkeit ist für die dynamische Optimierung ein Hindernis, da für jeden neuen Parametersatz der Stellgrößen das Modell initialisiert werden muss.

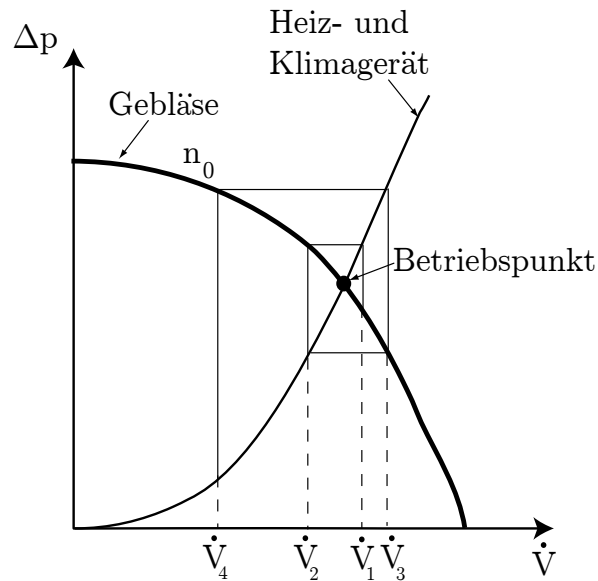


Abbildung 7.2: Divergentes Verhalten der Folge \dot{V}_i der algebraischen Variablen \dot{V} bei einer Initialisierung mit der Fixpunktmethode.

Wird das Modell bei einem bestimmten Stellgrößenvektor nicht initialisiert, so wird das Gütefunktional nicht berechnet, was eine Unstetigkeit des mit Lagrange-Polynomen interpolierten Zielfunktionals verursacht und die Konvergenz des Optimierungsalgorithmus gefährdet. Um das Initialisierungsproblem des Modells zu vermeiden, wird eine Änderung im Modelica-Code des Druckabfallmodells des Heiz- und Klimageräts vorgenommen (vgl. Codeauflistung 7.1). Mit dem Modelica-Sprachenelement `initial()` kann der Volumenstrom während der Initialisierung festgelegt werden, um das Konvergenzproblem der Fixpunktmethode zu vermeiden. Nach der Initialisierung wird der richtige Betriebspunkt eingestellt.

```

1 model HVACPressureDrop
2   extends TIL.PressureDrop.Base;
3   parameter Real flowResistance;
4   SI.VolumeFlowRate V_flow;
5 equation
6   if initial() then
7     V_flow = 0.0;
8   else
9     V_flow = mdotHydraulic / moistAir.d;
10  end if;
11  pressureDrop = flowResistance * moistAir.d * (V_flow * V_flow) / 2;
12 end HVACPressureDrop;

```

Codeauflistung 7.1: Modelica-Code für die Berechnung des Druckverlusts im Heiz- und Klimagerätmodell.

7.1.3 Gütefunktional

Für eine optimale Steuerung der Behaglichkeitsbedingungen in der Fahrgastzelle unter Berücksichtigung des elektrischen Verbrauchs des Innenraumgebläses wird folgendes Lagrangesches Funktional angewandt:

$$\begin{aligned}
 J(\mathbf{x}(t), \mathbf{y}(t), t) &= \int_{t_0}^{t_e} w_1 \cdot \dot{P}_{tech}^2 \cdot dt + \int_{t_0}^{t_e} w_2 \cdot (293.15 - T_L)^2 \cdot dt + \quad (7.1) \\
 &\quad + \int_{t_0}^{t_e} w_3 \cdot (50 - \varphi)^2 \cdot dt, \\
 \text{mit} \quad w_1 &= 0.1 \cdot \left(\frac{1}{70}\right)^2 \left[\frac{1}{W^2}\right], \\
 w_2 &= 0.6 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^2 \left[\frac{1}{K^2}\right], \\
 w_3 &= 0.3 \cdot \left(\frac{1}{10}\right)^2 [-],
 \end{aligned}$$

wobei P_{tech} der elektrischen Leistung des Innenraumgebläses, T_L der Lufttemperatur und φ der relativen Luftfeuchtigkeit im Innenraum der Fahrgastzelle entsprechen. Dieses Funktional setzt sich aus einem verbrauchsoptimalen und zwei verlaufsoptimalen Kriterien (optimale Regelfläche der Komfortbedingungen) zusammen. Komforttemperaturen in der Fahrzeugklimatisierung werden von Deh (1999) zwischen 19 und 22 °C angegeben. Die relative Luftfeuchtigkeit ist von Deh für den angegebenen Temperaturbereich zwischen 40 und 60 % festgelegt. Als Sollwerte für die optimale Steuerung werden eine Temperatur von 20 °C und eine relative Luftfeuchte von 50 % gesetzt. Die Kriterien werden durch die Wichtungsskalare w_1 , w_2 und w_3 unterschiedlich normiert und gewichtet. Eine solche Formulierung des Zielfunktionalen wie bei der dynamischen Optimierung des steuerbaren Sammlers im nächsten Abschnitt ist als „gewichtete Summe der Kriterien“ bekannt (Collette u. Siarry 2004). Diese Formulierung erlaubt die Umwandlung eines Mehrzieloptimierungsproblems in ein Einzieloptimierungsproblem. Mit dieser Umwandlung kann das Mehrzieloptimierungsproblem mit einem herkömmlichen Einzieloptimierungsalgorithmus gelöst werden.

7.1.4 Ergebnisse der dynamischen Optimierung

Die Informationen über den Optimierungsprozess sind in Tabelle 7.1 zusammengefasst. Für den Fall des Speicherverdampfers werden sowohl der Einstellwinkel der Frischluftklappe als auch die Innenraumgebläse-Drehzahl ($n_u = 2$) in vier stückweise konstante Segmente ($n_{up} = 4$) innerhalb des Steuerungszeithorizonts $t_e - t_0 = 40$ s diskretisiert. Der Prädiktionszeithorizont, d.h. das Zeitintervall, in dem das Gütefunktional integriert wird, gleicht in diesem Fall dem Steuerungszeithorizont. Die gesamte Optimierung wird innerhalb von 22 min in einem Intel Pentium M-Prozessor 2Ghz abgeschlossen. Diese Optimierungszeit weist darauf hin, dass die Online-Applikation mit dem in dieser Arbeit vorgestellten Verfahren (Sequentiell-Verfahren, s. Abschnitt 6.1.2)

für die Fahrzeugklimatisierung nicht umgesetzt werden kann. Maßnahmen für die Reduzierung der Optimierungszeit können aus numerischer Sicht die Anwendung eines Simultan-Verfahrens (s. Abschnitt 6.1.2) und weitere Modellvereinfachungen sein, um die Anzahl der ADGL-Unbekannten zu reduzieren.

Tabelle 7.1: Informationen über den Optimierungsprozess mit dem CONDOR-Algorithmus für die dynamische Optimierung der Stillstandsklimatisierung.

Beschreibung		Wert	Einheit
Stellgrößendiskretisierung: Stückweise konstant		-	-
Anzahl der Stellgröße	n_u	2	$[-]$
Dimension des Parameterraums (Diskretisierung)	$n_u \times n_{up}$	8	$[-]$
Gesamte Optimierungszeit		22	$[min]$
CPU-Zeit (1 Simulation)		10	$[s]$
Simulationszeit	t_e	70	$[s]$
Prädiktionszeithorizont	$(t_e - t_0)$	40	$[s]$
Steuerungszeithorizont	$(t_e - t_0)$	40	$[s]$
Anzahl der Simulationsaufrufe		98	$[-]$
Anzahl der ADGL-Unbekannten		1925	$[-]$
Anzahl der Zustandsgrößen (Differentielle Variablen)	n_x	19	versch.

Abbildung 7.3 zeigt die Stellgrößen $\mathbf{u}(t)$ beim Abschalten des Verdichters bei $t = 30s$. Während der Ausgangssituation werden die Gebläsedrehzahl auf der maximalen Drehzahl $n = 1700 [1/min]$ und die Frischluftklappe $\mathbf{flapPos} = 1 [-]$ geöffnet gehalten (Ausgangsstellgrößen). Bei der optimalen Prozessführung (dynamisches Optimum) wird die Frischluftklappe bei $t = 30 s$ sofort geschlossen und die Klimatisierung verläuft im Rezirkulationsmodus. Abgekühlte Luft aus der Fahrgastzelle strömt durch den Speicherverdampfer. Gleichzeitig ist die Innenraumgebläse-Drehzahl von $1700 [1/min]$ auf $1000 [1/min]$ verringert, um das verbrauchsoptimale Kriterium zu erfüllen.

Die gesteuerten Größen Temperatur, relative Luftfeuchtigkeit und technische Leistung des Innenraumgebläses sind in Abbildung 7.4 aufgetragen. In der Ausgangssituation (Frischluftklappe offen $\mathbf{flapPos}=1$ und maximale Innenraumgebläsedrehzahl $\mathbf{n}=1700 [1/min]$) steigen sowohl die Temperatur als auch die relative Luftfeuchtigkeit im Innenraum der Fahrgastzelle auf Werte außerhalb der Behaglichkeitszone. Die Temperatur überschreitet die obere Komfortgrenztemperatur von $22 ^\circ C$ um $4 K$. Die relative Luftfeuchte steigt bis auf 80% . Dies kann zu einer unerwünschten Geruchsbildung führen. Die hohe relative Luftfeuchtigkeit unmittelbar nach dem Abschalten des Verdichters in der Ausgangssituation kann durch die Verdunstung von ca. $150 g$ gespeicherten Wassers erklärt werden (s. Böttcher 2006). Die nach dem Gütefunktional 7.1 gesteuerten Größen liegen näher an den Behaglichkeitsbedingungen. Die Temperatur steigt durch die Rezirkulation der Luft (geschlossene Frischluftklappe) um lediglich $1 K$ bei $t=70 s$ außerhalb der Behaglichkeitszone. Bei optimierter Steuerung (dynamisches Optimum) bleibt die relative Luftfeuchte in der Fahrgastzelle tendenziell innerhalb der Behaglichkeitszone.

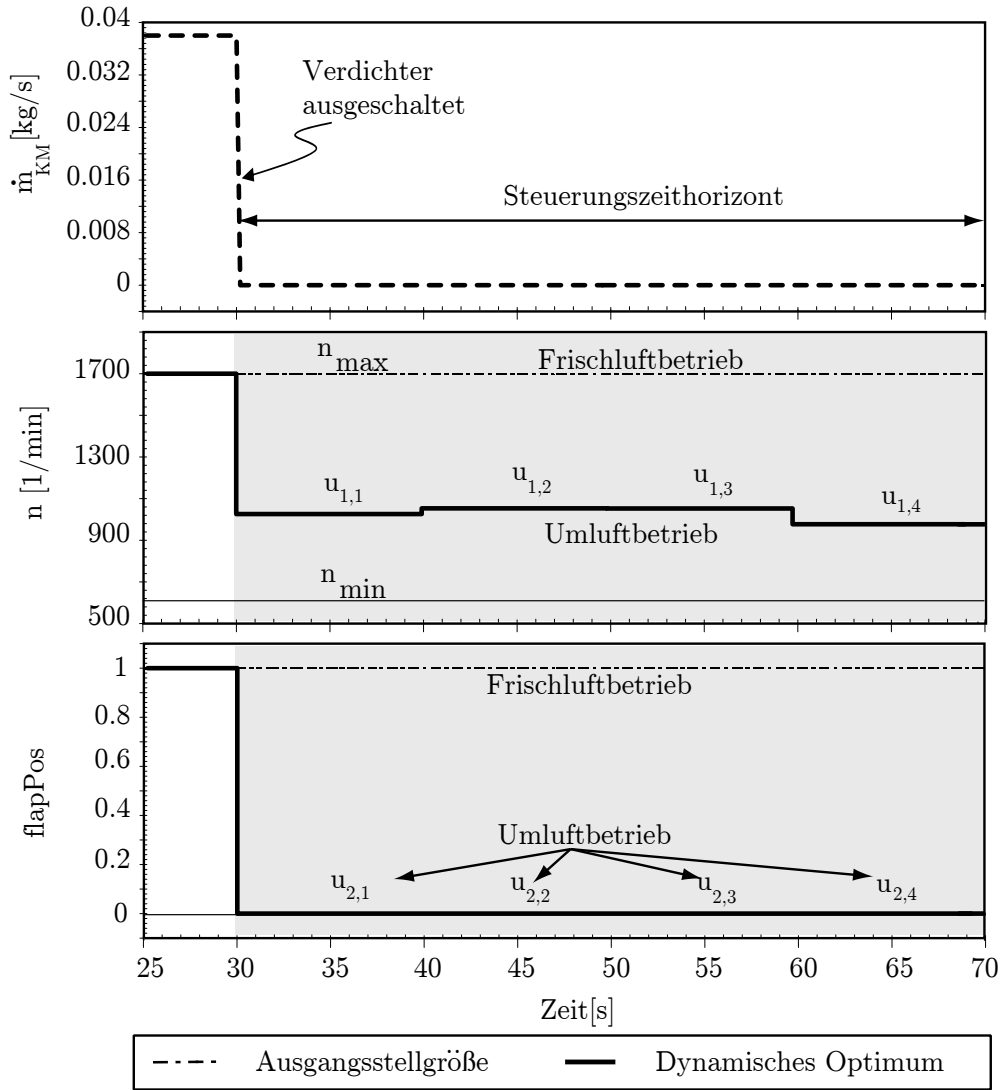


Abbildung 7.3: Oben: Ausschalten des Verdichters bei $t=30$ s: Beginn der Stillstandsklimatisierung. Mitte: Optimale Drehzahl des Innenraumgebläses. Unten: Vollständige Schließung der Frischluftklappe (Umluftbetrieb).

Die Umschaltung in den Rezirkulationsmodus (Umluftmodus) wird ebenso von Manski u. a. (2006) für die Stillstandsklimatisierung mit Speicherverdampfer vorgeschlagen. Allerdings wird von Manski keine Aussage über die relative Luftfeuchte während der Stillstandsklimatisierung getroffen. Mit den hier gezeigten Simulations- und Optimierungsergebnissen wird diese Informationslücke gefüllt.

Durch die Rezirkulation der bereits abgekühlten Luft und die Verringerung der Innenraumgebläse-Drehzahl wird verhindert, dass das auf der Speicherverdampferoberfläche gespeicherte Wasser abgeführt wird. Mit der Verringerung der Innenraumgebläsedrehzahl reduziert sich der luftseitige Massenstrom durch den Speicherverdampfer. Da der Stofftransport im Streckenmodell und der Wärmetransport durch die Beziehung $\tilde{\beta} \sim \tilde{\alpha}_L$ miteinander gekoppelt sind (vgl. Gleichung 3.21), führt eine Senkung des luftseitigen Wärmeübergangs (s. $\Delta\dot{H}_L$ in Abbildung 7.4) gleichzeitig zu einer Senkung des Stofftransports des gespeicherten Wassers auf der Speicherverdampferoberfläche.

Der elektrische Verbrauch des Innenraumgebläses wird nach der Optimierung drastisch reduziert. Mit diesen Ergebnissen wurde das in Kapitel 1.3 aufgestellte Ziel der Identifizierung der optimalen Steuerung des Speicherverdampfers bei Betriebsbedingungen der mobilen Anwendung erreicht.

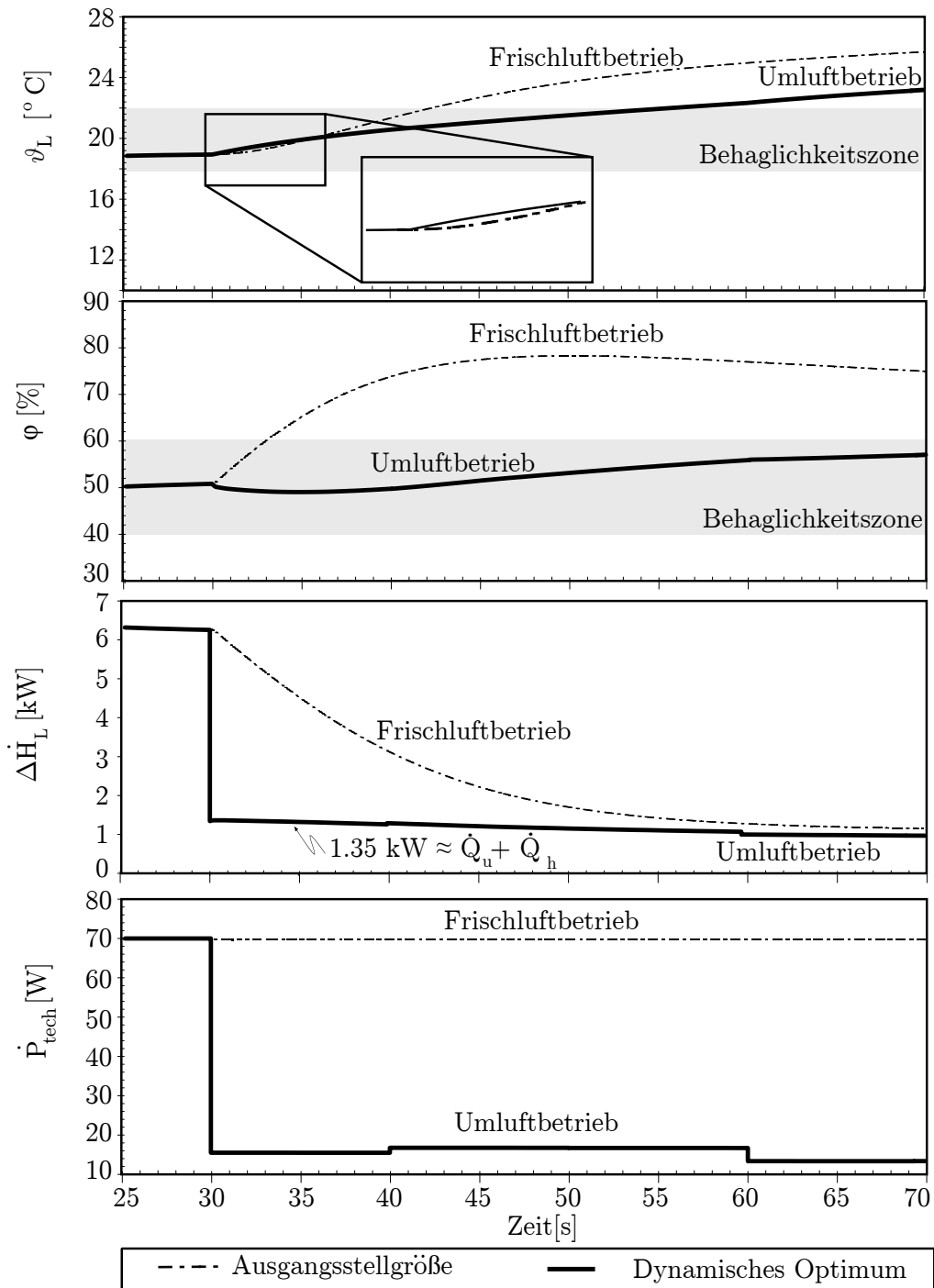


Abbildung 7.4: Oben: Mittlere Lufttemperatur im Innenraum der Fahrgastzelle. Mitte oben: Relative Luftfeuchtigkeit in der Fahrgastzelle nach dem Abschalten des Verdichters. Mitte unten: Luftseitiger Enthalpiestrom. Unten: Elektrischer Verbrauch des Innenraumgebläses.

7.2 Verdichterabkühlung mit einem steuerbaren Niederdrucksammler

7.2.1 Modell

In Kapitel 4 wurde aufgezeigt, dass eine Erhöhung des Abscheide-Wirkungsgrads des Niederdrucksammlers auch zu einer Erhöhung der Kälteleistungsziffer (COP) des Kältekreislaufs führt. Als Nebeneffekt nähert sich die Kältemitteltemperatur (T_{comp}) der Zersetzungstemperatur des Verdichterschmieröls am Verdichterdruckstutz an. Zur weiteren Betrachtung dieses Sachverhaltes wird mit Hilfe der Komponentenbibliothek TIL ein Modell des CO_2 -Kältekreislaufs inklusive des steuerbaren Niederdrucksammlers angewandt (s. Abbildung 7.5). Die Stellgröße ist in diesem Fall der Abscheide-Wirkungsgrad η_s (`sepEff`) des Niederdrucksammlers und wird über einen Modelica-Input-Konnektor von der Optimierungsbibliothek DOLI bestimmt. Damit kann die Kältemitteltemperatur am Verdichtereintritt und dementsprechend die Verdichtungs- endtemperatur des Kältemittels gesteuert werden.

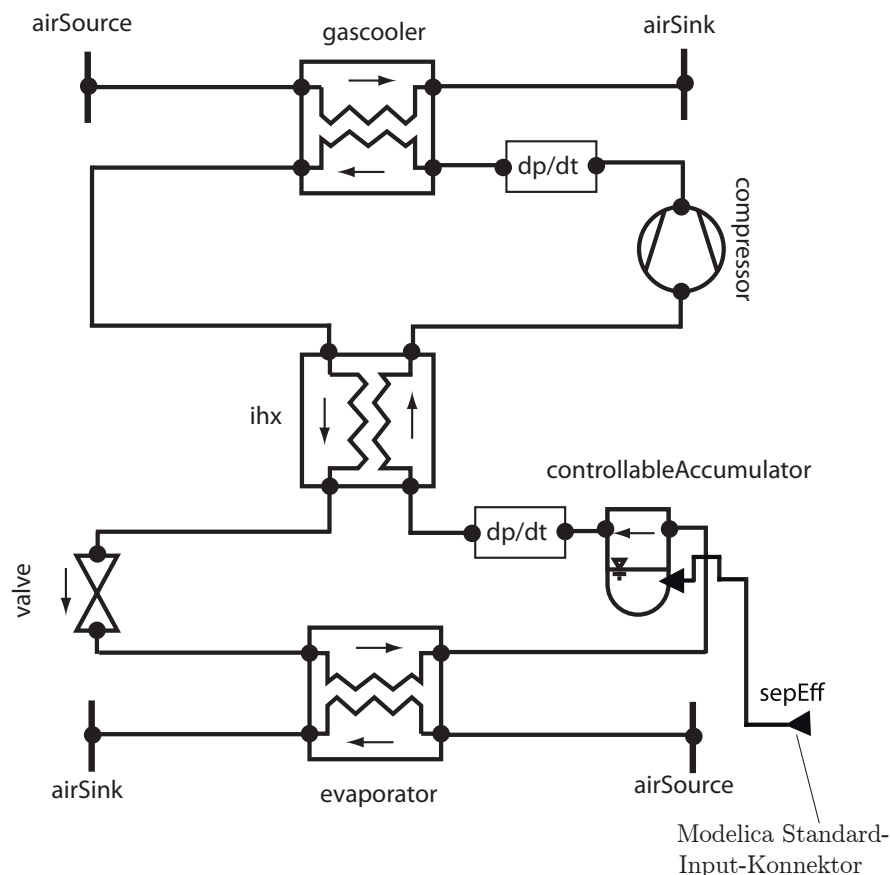


Abbildung 7.5: Blockdiagramm der Modelica-Modelle mit dem Standard- CO_2 -Kältekreislauf der TIL-Bibliothek und dem steuerbaren Niederdrucksammler. Die Stellgröße ist der Abscheide-Wirkungsgrad `sepEff` des Niederdrucksammlers.

7.2.2 Gütefunktional

Für die Abkühlung des Verdichters unter Berücksichtigung des $COPs$ wird das Zielfunktional wie folgt formuliert:

$$J(\mathbf{y}(t), t) = \int_{t_0}^{t_e} w_1 \cdot COP^{-2} \cdot dt + \int_{t_0}^{t_e} w_2 \cdot (433.15 [K] - T_{comp})^{-2} \cdot dt, \quad (7.2)$$

mit

$$w_1 = 0.4 \cdot \left(\frac{1}{10}\right)^{-2} [-],$$

$$w_2 = 0.6 \cdot \left(\frac{1}{10}\right)^{-2} [K^2].$$

Das Zielfunktional 7.2 setzt sich aus einem verbrauchsoptimalen Kriterium (Maximierung des $COPs$) (vgl. Leducq u. a. 2006) und einem verlaufsoptimalen Kriterium (Maximierung des Abstands zur Zersetzungstemperatur des Schmieröls) zusammen.

7.2.3 Ergebnisse der dynamischen Optimierung

Die Informationen über die Optimierungsparameter und den Optimierungsprozess des CO_2 -Kältekreislaufs mit dem steuerbaren Niederdrucksammler werden in Tabelle 7.2 aufgezeigt. Der Abscheide-Wirkungsgrad wird in $n_{up} = 4$ stückweise konstante Segmente innerhalb des Steuerungszeithorizonts $(60 - t_0) = 10 \text{ s}$ diskretisiert. Der Prädiktionszeithorizont beträgt $(t_e - t_0) = 50 \text{ s}$. Je länger dieser Zeithorizont ist, desto genauer können Endzustände des dynamischen Modells vorhergesehen werden. Ein Nachteil höherer Prädiktionszeiten ist die Erhöhung der Simulationszeit und dementsprechend des Optimierungsprozesses. Um den Optimierungsprozess zu beschleunigen, werden daher der Steuerungszeithorizont und die Diskretisierung der Stellgröße niedrig gehalten. Obwohl die Anzahl der Simulationsaufrufe für die dynamische Optimierung des steuerbaren Niederdrucksammlers niedriger als die Anzahl der Simulationsaufrufe der dynamischen Optimierung des Speicherverdampfers ist, beträgt die Optimierungszeit des CO_2 -Kältekreislaufs mit dem Niederdrucksammler 54 min und ist damit deutlich höher als die Optimierungszeit von 22 min des Klimatisierungssystems mit dem Speicherverdampfer des letzten Abschnitts. Grund dafür ist die 6-fache CPU-Zeit für eine einzige Simulation des gesamten CO_2 -Kältekreislaufs.

Tabelle 7.2: Informationen über den Optimierungsprozess mit dem CONDOR-Algorithmus für die dynamische Optimierung des gesamten CO₂-Kältekreislaufmodells mit dem steuerbaren Niederdrucksammler.

Beschreibung		Wert	Einheit
Stellgrößendiskretisierung: Stückweise konstant		-	-
Anzahl der Stellgröße	n_u	1	[-]
Dimension des Parameterraums (Diskretisierung)	$n_u \times n_{up}$	4	[-]
Gesamte Optimierungszeit		54	[min]
CPU-Zeit (1 Simulation)		1	[min]
Simulationszeit	t_e	100	[s]
Prädiktionszeithorizont	$(t_e - t_0)$	50	[s]
Steuerungszeithorizont	$(60 - t_0)$	10	[s]
Anzahl der Simulationsaufrufe		49	[-]
Anzahl der ADGL-Unbekannten		2943	[-]
Anzahl der Zustandsgrößen (Differentialle Variablen)	n_x	25	versch.

In Abbildung 7.6 sind die simulativen Ergebnisse der Stellgröße und der gesteuerten Systemgrößen mit einer rampenförmigen Stellgröße (Ausgangsstellgröße) und mit der von der dynamischen Optimierung berechneten Stellgröße aufgetragen. Bei der Ausgangssituation wird der Abscheide-Wirkungsgrad η_S bei $t_0 = 50$ s von 0.98 auf die unterste Wirkungsgradgrenze von 0.83 [-] in 10 s mit einem rampenförmigen Signal gesenkt. Die Kältemitteltemperatur am Verdichterdruckstutz ϑ_{comp} entfernt sich von der Zersetzungstemperatur des Schmieröls um 15 K. Dabei verringert sich die Systemleistungsziffer COP verglichen zum $COP_{t=50s}$ um 7 %. Die Kälteleistung $\Delta \dot{H}_{KM}$ ändert sich um weniger als 50 W. Mit der Verringerung des Abscheide-Wirkungsgrads wird Kältemittel aus dem Niederdrucksammlerboden angesaugt und erneut in den Kältekreislauf geführt (vgl. $m_{KM\ sam}$). Dies verursacht eine Verlagerung des Kältemittels auf die Hochdruckseite der Anlage mit einer entsprechenden Erhöhung des Drucks, was wiederum zu einer Verschlechterung des $COPs$ führt. Während der dynamischen Optimierung des Abscheide-Wirkungsgrads η_S wird die Reduzierung der Kältemittelaustrittstemperatur unter Berücksichtigung der Systemleistungsziffer erzielt. Das Ergebnis ist in Abbildung 7.6 aufgetragen. Die Stellgröße wird für den Steuerungszeithorizont von 10 s optimal berechnet. Ab $t > 60$ s wird der Abscheide-Wirkungsgrad-Wert u_4 des letzten Teilintervalls des Steuerungszeithorizonts für den restlichen Prädiktionszeithorizont übernommen. Die Kältemitteltemperatur kühlt sich um 8 K mit einer Verringerung des $COPs$ von lediglich 3.5 % ab. Die Kälteleistung variiert beim dynamischen Optimum ebenso um weniger als 50 W. Die Kältemittelmasse $m_{KM\ sam}$ im Niederdrucksammler mit dem optimierten Abscheide-Wirkungsgrad ist höher als während der Ausgangssituation. Dies verursacht eine geringere Änderung des Systemhochdrucks (vgl. Abschnitt 5.2) und die Anlage kann effizienter betrieben werden, da bei transkritischen CO₂-Kältekreisläufen der COP -Wert stark vom Hochdruck abhängt.

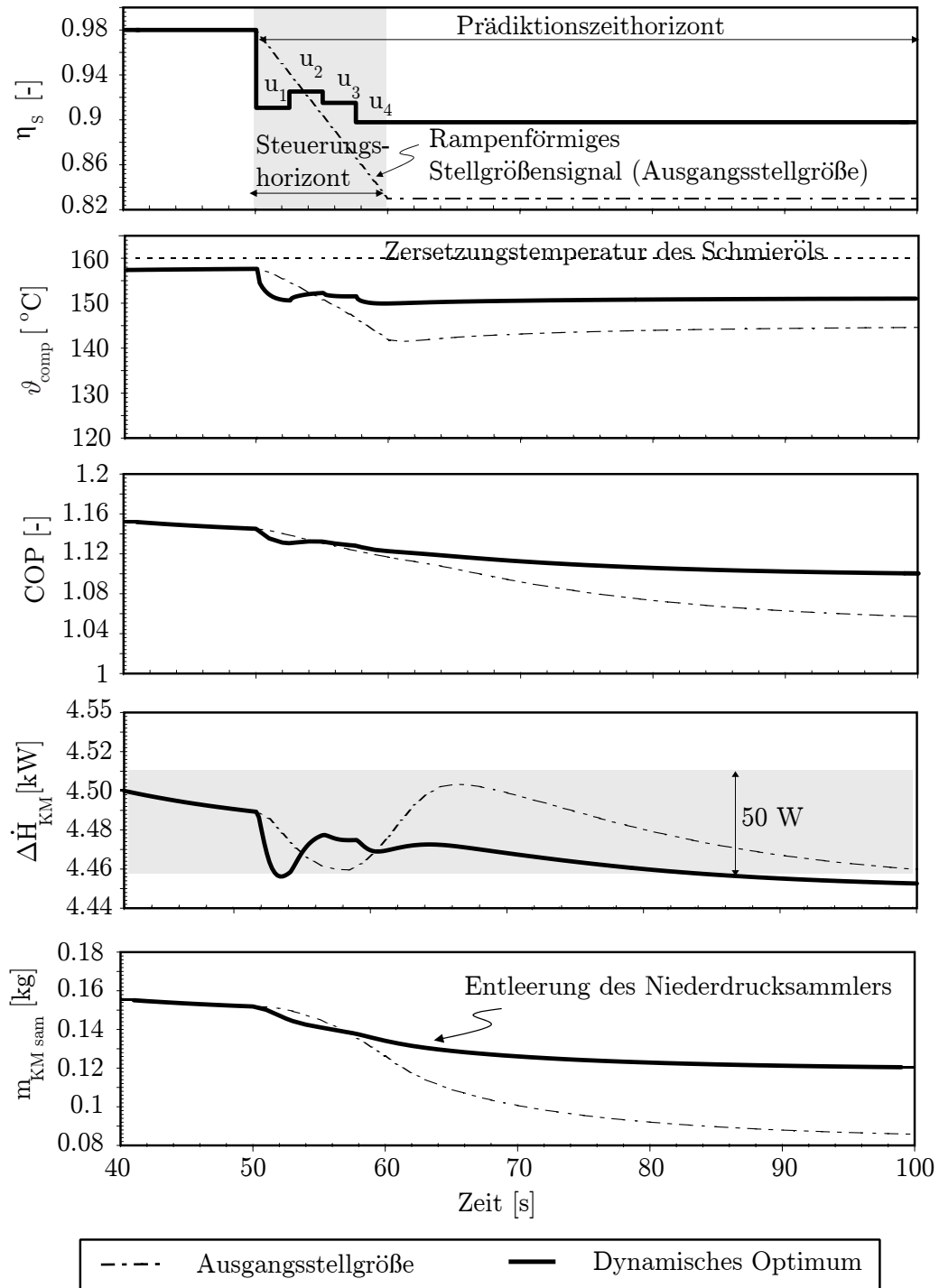


Abbildung 7.6: Ergebnis der dynamischen Optimierung des Abscheide-Wirkungsgrads des steuerbaren Niederdrucksammlers. Der Übergang zwischen maximaler $\eta_s = 0.98$ und minimaler $\eta_s = 0.83$ Grenze des Abscheide-Wirkungsgrads wird zuerst über eine Rampe simuliert und als Startwert für den Optimierungsalgorithmus gegeben. Nach 49 Simulationen ist das dynamische Optimum erreicht.

Kapitel 8

Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden Modelica-Modelle für die innovativen Komponenten Speicherverdampfer und steuerbarer Niederdrucksammler für mobile CO₂-Klimaanlagen entwickelt und anhand von Messdaten kalibriert. Eine Optimierungsbibliothek für dynamische Optimierungen mit modernen gradientenfreien Verfahren wurde vorgestellt und für die optimale Steuerung der Komponenten erfolgreich und zeitsparend eingesetzt. In diesem Kapitel werden die gewonnenen Erkenntnisse der Modellerstellung und der dynamischen Optimierung innovativer Kältekreislaufkomponenten zusammengefasst. Anschließend wird ein Ausblick über künftige Entwicklungen gegeben.

8.1 Zusammenfassung

Speicherverdampfer und steuerbarer Niederdrucksammler

Die Optimierungspotentiale der Komponenten Speicherverdampfer und steuerbarer Niederdrucksammler und deren Einsatz für umweltschonende Klimaanlagen wurden im Rahmen dieser Arbeit anhand mathematischer Modelle erstmalig betrachtet. Wie bereits erwähnt, suchte diese Arbeit einen Kompromiss zwischen der Modellierungstiefe und der Modellgenauigkeit. Der vorgestellte Modellierungsansatz kombiniert Elemente der Simulationstechnik für die thermodynamische Untersuchung, die Reglerkonzeptionierung (Model-in-the-Loop) und den Reglertest (Hardware-in-the-Loop) von Heiz- und Kältesystemen. Neben der Formulierung der Bilanzgleichung für diese innovativen Bauteile wurden auch der physikalisch basierte Modellierungsansatz der identifizierten Dynamiken und der Betriebspunkt-Diagramme neu eingeführt. Damit wurde es möglich, komplexe Phänomene wie den Trocknungsvorgang des Speicherverdampfers und die Entleerung des Niederdrucksammlers mit vertretbarem Rechenaufwand abzubilden. Die gesteigerte Recheneffizienz der Komponentenmodelle erlaubt weiterhin die Untersuchung von komplexen optimalen Steuerungsstrategien mittels dynamischer Optimierung ohne längere Wartezeiten. Das Speicherverdampfermodell wurde zusammen mit einem Modell der Fahrgastzelle eingesetzt, um einen minimalen Energieverbrauch des Innenraumgebläses während der Stillstandsklimatisierung zu bestimmen. Die dynamische Optimierung zeigte, dass die Schließung der Frischluftklappe (Rezirkulations-

modus) und die Auswahl einer geeigneten Innenraumgebläse-Drehzahl die Komfortbedingungen unter Berücksichtigung des Innenraumgebläse-Energieverbrauchs erfüllen kann. Mit einem steuerbaren Niederdrucksammlermodell und dem Standard-CO₂-Kältekreislaufmodell der Modelica-Komponentenbibliothek TIL (Richter 2008) wurde die Verdichterabkühlung unter Berücksichtigung der Systemleistungsziffer *COP* erzielt.

Dynamische Optimierung von Modelica-Modellen

Eine C/C++-Klassenbibliothek für die dynamische Optimierung von kompilierten Modelica-Modellen mit internem Ersatzmodell des Zielfunktional wurde im Rahmen dieser Arbeit entwickelt. Im Gegensatz zu den bisherigen Ansätzen wurden die Hessematrix und der Gradientenvektor für die Lösung des Optimierungsproblems nicht direkt aus dem Zielfunktional, sondern mittels eines Ersatzmodells, wie z.B. mehrdimensional quadratischer Lagrange-Polynome (Sauer u. Xu 1995; Vanden Berghen 2004), berechnet. Dies vereinfacht die Kopplung zwischen Optimierungslöser und Modell erheblich. Der Anwender der Bibliothek kann weiterhin die Optimierungsalgorithmen für die Modellkalibrierung einsetzen. Dafür wurde in dieser Arbeit eine geeignete Zielfunktion ausgesucht. Aufgrund der Unabhängigkeit des Quellcodes, können weiterhin interdisziplinäre simulationsbasierte Optimierungen mit unterschiedlichen Simulationsprogrammen (Software-Components) zeiteffizient realisiert werden. Die Klassenbibliothek ist nicht als Alternative für die zahlreichen Methoden der Optimierung zu betrachten, sondern als Bereicherung der Methodik für die dynamische Optimierung komplexer Systeme in der Heiz-, Kälte- und Klimatechnik.

8.2 Ausblick

Modelica Komponenten- und Stoffdatenbibliothek

Die Modelica Komponentenbibliothek TIL und die Stoffdatenbibliothek TILFluids sollen künftig für die Simulation in Echtzeitsystemen für Reglertests (Hardware-in-the-Loop) einsatzfähig gemacht werden. Maßnahmen für die Umsetzung bestehen in der Anwendung von Modellierungsansätzen dieser Arbeit wie z.B. die physikalisch basierte identifizierte Dynamik für die modellierten Komponenten sowie die Einschränkung der Stoffdatenbibliothek im typischen Arbeitsbereich der Heiz-, Kälte- und Klimatechnik. Des Weiteren müssen die erzeugten Systemmodelle mit Einzschritt-Integrationsverfahren gelöst werden. Die durch die identifizierte Dynamik bzw. die Betriebspunkt-Diagramme entstandenen Unstetigkeiten müssen zudem von einem Integrationsverfahren effizient behandelt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde bereits das Modelica-Modell der Fahrgastzelle aus Abschnitt 3.3.1 für die Echtzeit-Simulation mit dem C-Code Export von SimulationX (ITI-GmbH 2008) eingesetzt.

Online-Applikation der dynamischen Optimierung

Ein erster Schritt für die Weiterentwicklung von Steuerungs- und Regelungsstrategien auf Basis der dynamischen Optimierung besteht in der Erweiterung der Bibliothek DOLI für die Realisierung eines nichtlinearen prädiktiven Reglers (NMPC) mit nichtlinearen Modelica-Modellen. Dazu ist ein Zustandsbeobachter in der Modelica-Schicht für die Offline-Untersuchung dieser Regelungstrategie erforderlich. Ein erster Prototyp eines Zustandsbeobachters für das Fahrgastzellenmodell aus Abschnitt 3.3.1 ist mit dem Modelica-Paket **LinearSystems** bereits umgesetzt worden. In einem zweiten Schritt muss der prädiktive Regler auf die Echtzeitfähigkeit (Vorhersagbarkeit der gesamten Optimierungszeit) geprüft werden. Für eine Online-Applikation der dynamischen Optimierung sollen zudem gradientenbasierte Optimierungsverfahren für die Anwendung mit nichtlinearen Modelica-Modellen angewandt werden, um eine Steigerung der Optimierungsprozesseffizienz durch simultane Verfahren (s. Abschnitt 6.1.2) zu erreichen. Die sich zurzeit in Entwicklung befindenden Modelica-Sprachelemente Optimica (Åkesson 2007) für die Aufstellung dynamischer Optimierungsaufgaben stellen einen vielversprechenden Lösungsansatz dar.

Anhang A

Flussdiagramm für die Optimierung innovativer Komponenten

Die simulationsbasierte Optimierung technischer Systeme kann ein sehr zeitaufwendiger Prozess sein. Um dies zu vermeiden, müssen vor der Optimierung Ziele festgelegt und eine gewisse Reihenfolge bestimmter Vorgehensweisen beachtet werden. Die vorliegende Arbeit versucht in ihrer Struktur, diese Reihenfolge für einen zeitsparenden Optimierungsprozess zu verfolgen. Ein Flussdiagramm über den Aufbau dieser Arbeit ist in Abbildung A.1 zusammengefasst dargestellt. Dieses wird für eine allgemeine simulationsbasierte Optimierung technischer Systeme im Folgenden erklärt.

Der erste zu beachtende Punkt ist die Identifikation des Optimierungsproblems. Hier soll festgelegt werden, ob es sich um eine statische und/oder eine dynamische Optimierung handelt.

Um klare Optimierungsziele zu setzen, muss in einem folgenden Schritt die Optimierungsaufgabe mit den entsprechenden technischen Restriktionen des zu optimierenden Systems formuliert werden.

Da es sich um eine simulationsbasierte Optimierung handelt, müssen Modellierungssprache bzw. Simulationsumgebung ausgesucht werden, die zur Beschreibung des Problems (1D, 2D, DAEs, ODEs, PDEs, usw...) geeignet sind.

Im nächsten Schritt wird ein für das Optimierungsproblem geeigneter Optimierungsalgorithmus ausgesucht. Es werden die Optimierungszeit und die Art des gesuchten Optimums (globales oder lokales Optimum) betrachtet.

In einem folgenden Schritt werden Modelle der zu optimierenden Systeme erstellt. Die Modellierungstiefe (Diskretisierung, geometrische Beschreibung) und die Modellgenauigkeit (Genauigkeit der Anpassung an Messdaten) werden in dieser Phase festgelegt.

Die erstellten Modelle werden anschließend an Messdaten angepasst. Hier findet eine statische Optimierung statt, da nur Modellparameter für die Minimierung der Modellabweichungen zu Messdaten angepasst werden. Die kalibrierten Modelle werden für relevante Betriebspunkte simuliert, um die Belastbarkeit der angepassten Parameter zu überprüfen (Plausibilitäts- und Sensitivitätsanalyse).

Während der dynamischen Optimierung werden optimale Stellgrößen bestimmt, die ein optimales dynamisches Verhalten des Modells bestimmen. Hierfür müssen die

Stellgrößen geeignet parametrisiert werden, damit das ausgesuchte Optimierungsverfahren die Optimierungsaufgabe numerisch lösen kann. Hier findet die dynamische Optimierung als Solches statt.

Bei zufriedenstellenden Optimierungsergebnissen kann ein Prototyp des Systems (oder des Steuerungsalgorithmus) realisiert und getestet werden. Falls das Ergebnis der Optimierung nicht die Erwartungen erfüllt, müssen die Ziele erneut formuliert werden. Die Modellierungsannahmen müssen überprüft werden, bis zufriedenstellende Ergebnisse erreicht werden können.

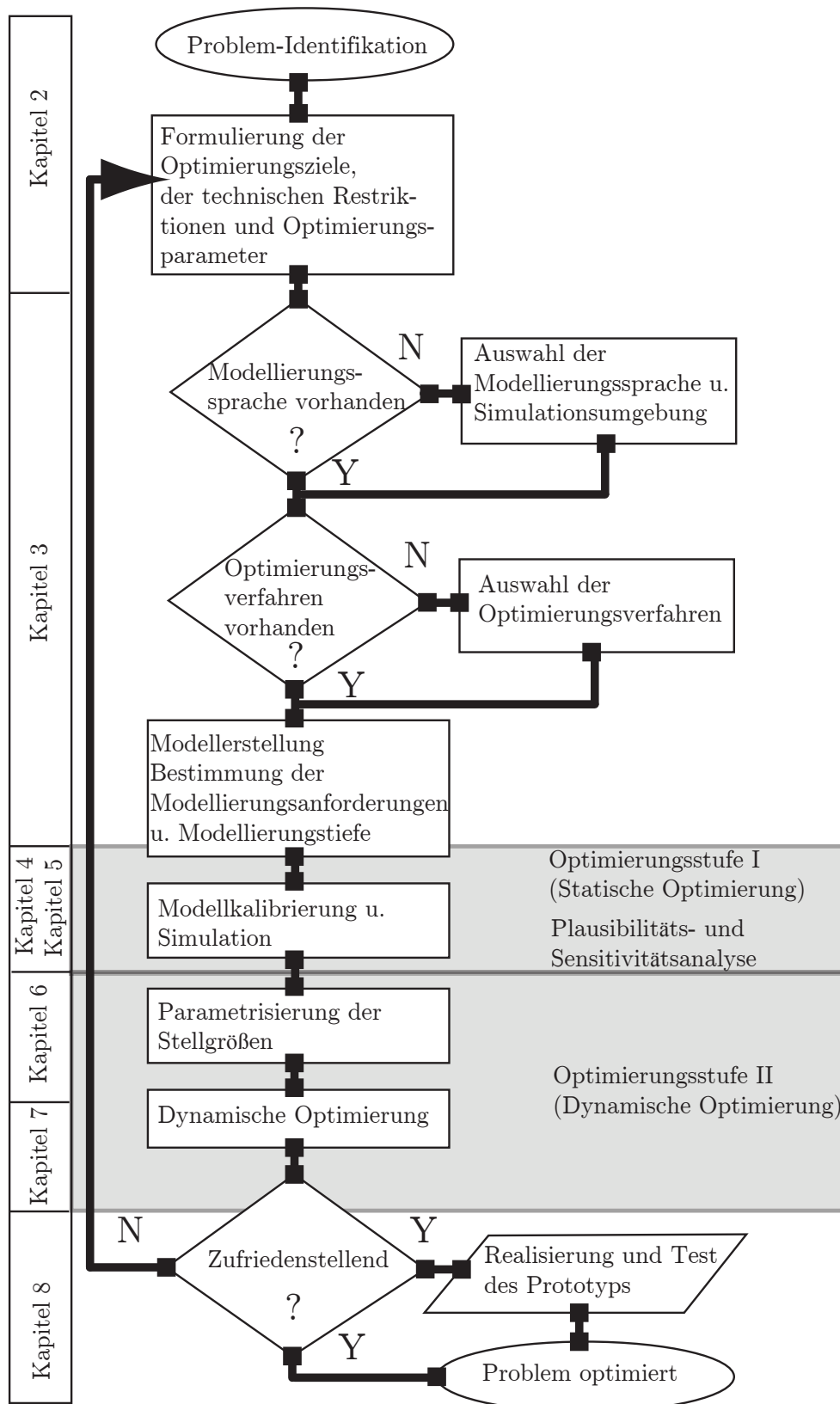


Abbildung A.1: Flussdiagramm über den Aufbau dieser Arbeit. Gleichzeitig dient das Flussdiagramm als Leitfaden für die simulationsbasierte Optimierung innovativer Systeme.

Anhang B

Geometrie des MPET-Wärmeübertragers

Die Geometrieparameter werden anhand Abbildung B.1 in das Geometrie-Record eingegeben. Diese Geometrie deckt prinzipiell sämtliche notwendige geometrische Größen für die Charakterisierung des Wärmeübertragers ab. Die wesentlichen geometrischen Größen mit deren assoziierten physikalischen Phänomen sind in Tabelle B.1 aufgelistet.

Selbstverständlich kann das Geometrie-Record für eine ausführliche geometrische Beschreibung des Wärmeübertragers erweitert werden, z.B. Geometrie des Headers. Die für die transiente Modellierung maßgebliche thermische Metallmasse des Wärmeübertragers muss explizit angegeben werden, da sie nicht aus den übrigen Geometrieangaben vollständig berechnet werden kann. Für die Beschreibung des PCM-Materials kann entsprechend die Dicke, die Höhe, die Breite und die Anzahl der PCM-Elemente eingegeben werden.

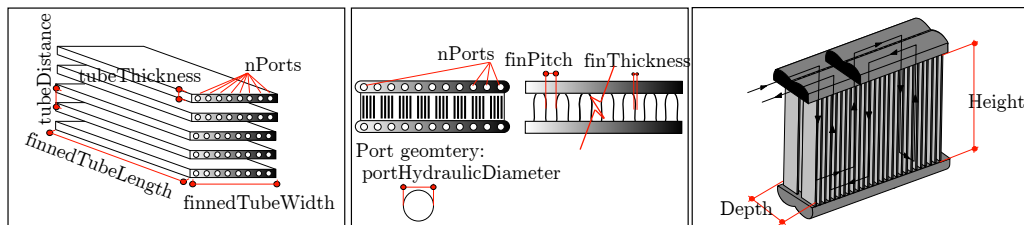


Abbildung B.1: Links: Wesentliche Parameter für die Beschreibung der Flachrohre. Mitte: Parameter für die Beschreibung der Wärmeübergangs- und der Druckabfallbeziehungen. Rechts: Parameter für die Beschreibung des gesamten Wärmeübertragerblocks.

Tabelle B.1: Geometrieparameter des MPET-Wärmeübertragers.

Geometrie-Parameter	Wärmeübertragung		Druckabfall	
	Luftseitig	Kältemittelseitig	Luftseitig	Kältemittelseitig
nPorts	×	✓	×	×
finPitch	✓	×	✓	×
finnedTubeLength	✓	✓	×	✓
portHydraulic-Diameter	×	✓	×	✓

Transformation des luftseitigen Wärmeübergangskoeffizients

Eintritt der feuchten Luft

Austritt der feuchten Luft

V_{kv}

T_L

T_w

$\Delta T_{L,ein}$

$\Delta T_{L,aus}$

A_L

Kondensat

Lamelle

Der sensible Wärmestrom, verantwortlich für die Abkühlung der Luft, kann mit Hilfe der mittleren logarithmisch treibenden Temperaturdifferenz (LMTD) (s. Köhler 2003b),

berechnet werden:

$$\dot{Q}_{sens} = kA \cdot \Delta T_m \quad bzw. \quad \dot{Q}_{sens} = \alpha_L A_L \cdot \Delta T_m \quad (Lamellenwand). \quad (C.1)$$

Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ist folgendermaßen definiert:

$$\Delta T_m := \frac{\Delta T_{L, \text{ein}} - \Delta T_{L, \text{aus}}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{L, \text{ein}}}{\Delta T_{L, \text{aus}}} \right)}. \quad (C.2)$$

Die Temperaturdifferenzen $\Delta T_{L, \text{ein}} = T_{L, \text{ein}} - T_w$ und $\Delta T_{L, \text{aus}} = T_{L, \text{aus}} - T_w$ wurden in Abbildung C.1 aufgezeigt. Der Wärmeübergangskoeffizient α_L aus Gleichung C.1 wird anhand von Messdaten identifiziert. Beim Aufstellen des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik in der stationären Form für das Kontrollvolumen in Abbildung C.1 kann weiterhin der sensible Wärmestrom wie folgt berechnet werden:

$$\dot{Q}_{sens} = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_{L, \text{ein}} - T_{L, \text{aus}}) \quad bzw. \quad \dot{Q}_{sens} = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (\Delta T_{L, \text{ein}} - \Delta T_{L, \text{aus}}). \quad (C.3)$$

Mit Hilfe der Gleichungen C.1, C.2 und C.3 kann eine Beziehung zwischen den Temperaturdifferenzen $\Delta T_{L, \text{ein}}$ und $\Delta T_{L, \text{aus}}$ hergeleitet werden:

$$\frac{\Delta T_{L, \text{ein}}}{\Delta T_{L, \text{aus}}} = e^{-\left(\frac{\alpha_L A_L}{\dot{m}_L \cdot c_p}\right)} \quad bzw. \quad \Delta T_{L, \text{aus}} = \Delta T_{L, \text{ein}} \cdot e^{-\left(\frac{\alpha_L A_L}{\dot{m}_L \cdot c_p}\right)}. \quad (C.4)$$

Setzt man die Gleichung C.4 in die Gleichung C.3 ein, ist es möglich den sensiblen Wärmestrom \dot{Q}_s bezogen auf die Lufttemperatur am Verdampfereintritt auszudrücken:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{sens} &= \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(1 - e^{-\left(\frac{\alpha_L A_L}{\dot{m}_L \cdot c_p}\right)} \right) \cdot \Delta T_{L, \text{ein}} \quad bzw. \\ \dot{Q}_{sens} &= \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(1 - e^{-\left(\frac{\alpha_L A_L}{\dot{m}_L \cdot c_p}\right)} \right) \cdot (T_{L, \text{ein}} - T_w). \end{aligned} \quad (C.5)$$

Bei einer Analogie der Gleichungen C.5 und 3.13b lässt sich der transformierte Wärmeübergangskoeffizient definieren:

$$\tilde{\alpha}_L \cdot A_L := \dot{m}_L \cdot c_p \cdot \left(1 - e^{-\left(\frac{\alpha_L A_L}{\dot{m}_L \cdot c_p}\right)} \right) \quad bzw. \quad (C.6)$$

$$\tilde{\alpha}_L := \frac{\dot{m}_L \cdot c_p \cdot \left(1 - e^{-\left(\frac{\alpha_L A_L}{\dot{m}_L \cdot c_p}\right)} \right)}{A_L}. \quad (C.7)$$

Mit dem transformierten Wärmeübergangskoeffizient $\tilde{\alpha}_L$ wird der Stoffübergangskoeffizient $\tilde{\beta}$ in Gleichung 3.21 dementsprechend angepasst.

Anhang D

FIle REader - FIRE

Für eine höhere Flexibilität der Simulationsrandbedingungen, wie zum Beispiel bei gemessenen Verdichterdrehzahlen eines Pkws, wurde das FIRE-package (Acronym für FIle REader) entwickelt. FIRE erlaubt nicht nur das Einlesen von beliebig komplizierten Rampen, sondern enthält auch einen Tiefpassfilter (Savitzky-Golay-Filter) für die Glättung von Messdaten, die z.B. durch weißes Rauschen überlagert worden sind. Des Weiteren unterstützt FIRE die Einbindung von Messdaten in Modellen für die Modellkalibrierung.

D.1 Funktionsweise

Mit dem Ziel einer Integration der Messdaten-Logfiles in das Simulationsmodell für die Berechnung der χ^2 -Funktion wurde das Modelica-Paket FIRE entwickelt. Hierbei wird die Messdaten-Logfile auf den Computerspeicher gelegt. Die Kommunikation zwischen der Simulation des zu kalibrierenden Systems und der Messdaten-Logfile basiert auf dem Master-Slave-Prinzip. Hierbei entspricht die Modelica-Simulation einem Slave (oder Client) und die Messdaten-Logfile einem Master (oder Server). Die Details der numerischen Implementierung werden in Abschnitt D.3 erläutert. Das gleiche Prinzip wird beispielsweise in der Motorsteuerung mittels einer CAN-Bus-Schnittstelle benutzt, um das Ablesen von Motorkennfeld-Daten für den Regelalgorithmus zu realisieren (vgl. Schäuuffele u. Zurawka 2006). Das Funktionsprinzip des Modelica-Pakets FIRE ist in Abbildung D.1 dargestellt. Die Synchronizationszeiten t_i werden von einem herkömmlichen ADGL-Löser bestimmt, um eine gemessene Zustandsgröße x aus der Messdaten-Logfile zu erhalten. Eine Anwendung von Kommunikationsprotokollen wie TCP/IP findet hierbei nicht statt, jedoch ist eine Erweiterung mit einem TCP/IP Middleware (vgl. Kossel u. a. 2006a) durchaus umsetzbar.

Beim Initialisieren des Modells bei t_a wird die Tabelle im Computerspeicher hinterlegt (`request create`) und ist jederzeit während der Simulation aufrufbar. Die Tabelle ist dann aus dem Computerspeicher entfernt, wenn die Simulation beim Zeitpunkt t_e beendet ist (`request destroy`). Die Anwendung dieses Prinzips hat den Vorteil, dass die Messdaten nicht mehr als Tabelle in das Simulationsmodell eingebunden werden

müssen, was die Kompilierungszeit erheblich reduziert und das Modell überschaubar macht, indem nur die gemessenen Größen für den gewählten Zeitpunkt t_i im Simulationsergebnis erscheinen.

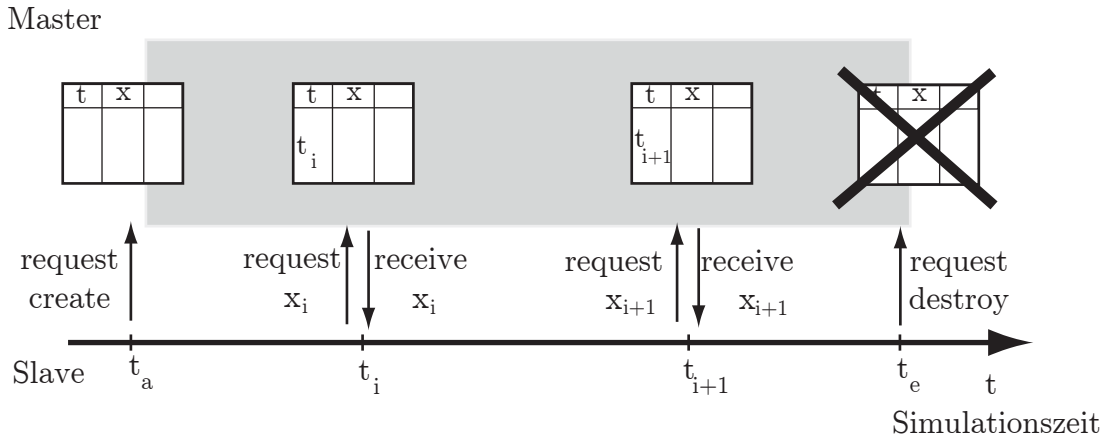


Abbildung D.1: Funktionsprinzip des Werkzeugs FIRE. Die Zeitpunkte t_i sind die Synchronisationszeiten und x_i die gemessenen Zustandsgrößen.

D.2 Einlesen von Signalen

Primäre Aufgabe des FIRE-package ist das Einlesen der sogenannten „Rampen“. Die Rampen können verschiedene Randbedingungen oder eine parametrische Variation innerhalb einer Simulation darstellen. Das vereinfacht die simulative Untersuchung eines komplexen Systems. Probleme mit der Initialisierung der ADGL können vermindert werden, da das System für die parametrische und die Randbedingungsvariation nur einmal initialisiert werden muss. In Abbildung D.2 sind die Kfz-Geschwindigkeit und der Luftmassenstrom am Kondensator während eines Fahrzyklus aufgetragen. Beide Randbedingungen können in eine Messdatei komprimiert und in das Simulationsmodell eines gesamten Kältekreislaufs eingebunden werden.

D.3 Savitzky-Golay-Filter

Der Savitzky-Golay-Filter, in der englischsprachigen Literatur als „Digital Smoothing Polynomial (DISPO)“ bekannt, ist ein Tiefpass-Filter, der sich für die Glättung von Daten gut eignet (vgl. Press u. a. 2002). Die Werte eines Tiefpassfilters können für jeden Zeitpunkt t_i durch ein gleitendes Durchschnittsverfahren wie folgt berechnet werden:

$$g(t_i) = \sum_{n=-n_l}^{n_r} c_n \cdot f(t_{i+n}), \quad (\text{D.1})$$

wobei $g(t_i)$ der gemittelte Wert zum Zeitpunkt t_i aus den Messdaten f im Intervall $n = -n_l \dots n_r$ ist. Die Werte n_l und n_r bedeuten die Anzahl von Messpunkten links

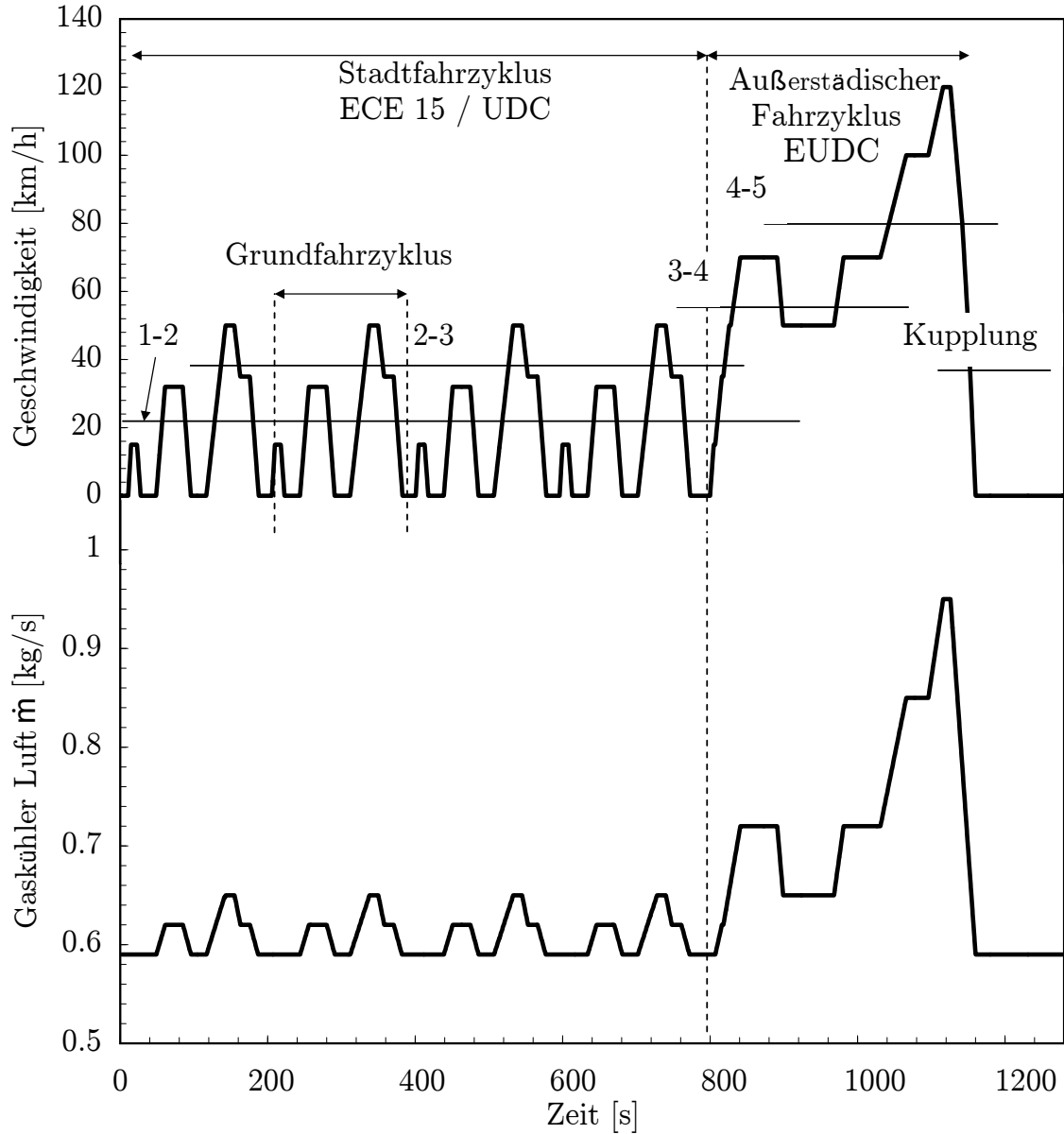


Abbildung D.2: Oben: NEFZ-Neuer Europäischer Fahrzyklus mit den Gangschalt-
punkten. Unten: Massenstrom am Gaskühlereintritt.

bzw. rechts vom Messwert zum Zeitpunkt t_i . Der Savitzky-Golay-Filter unterscheidet sich von dem zuvor aufgestellten gleitenden Durchschnittsverfahren aus Gleichung D.1 dadurch, dass für jeden Zeitpunkt t_i ein Polynom des Grades M an die Messdaten $f_{-n_l} \cdots f_{n_r}$ durch einen Fehlerquadrat-Fit angepasst wird:

$$g_i = \sum_{n=0}^M a_n \cdot i^n, \quad (\text{D.2})$$

wobei a_n den Koeffizienten der Polynome entsprechen. Vorteil dieser Methode ist, dass durch eine Differenziation des Interpolationspolynoms die M te Ableitung einer Messgröße ermittelt werden kann. Bei einer Messung der Pkw-Geschwindigkeit kann z.B. die Beschleunigung berechnet werden. In Abbildung D.3 wird die Filterfunktio-

nalität mit unterschiedlichen Gleitpolynomen und Messwertfenstern getestet.

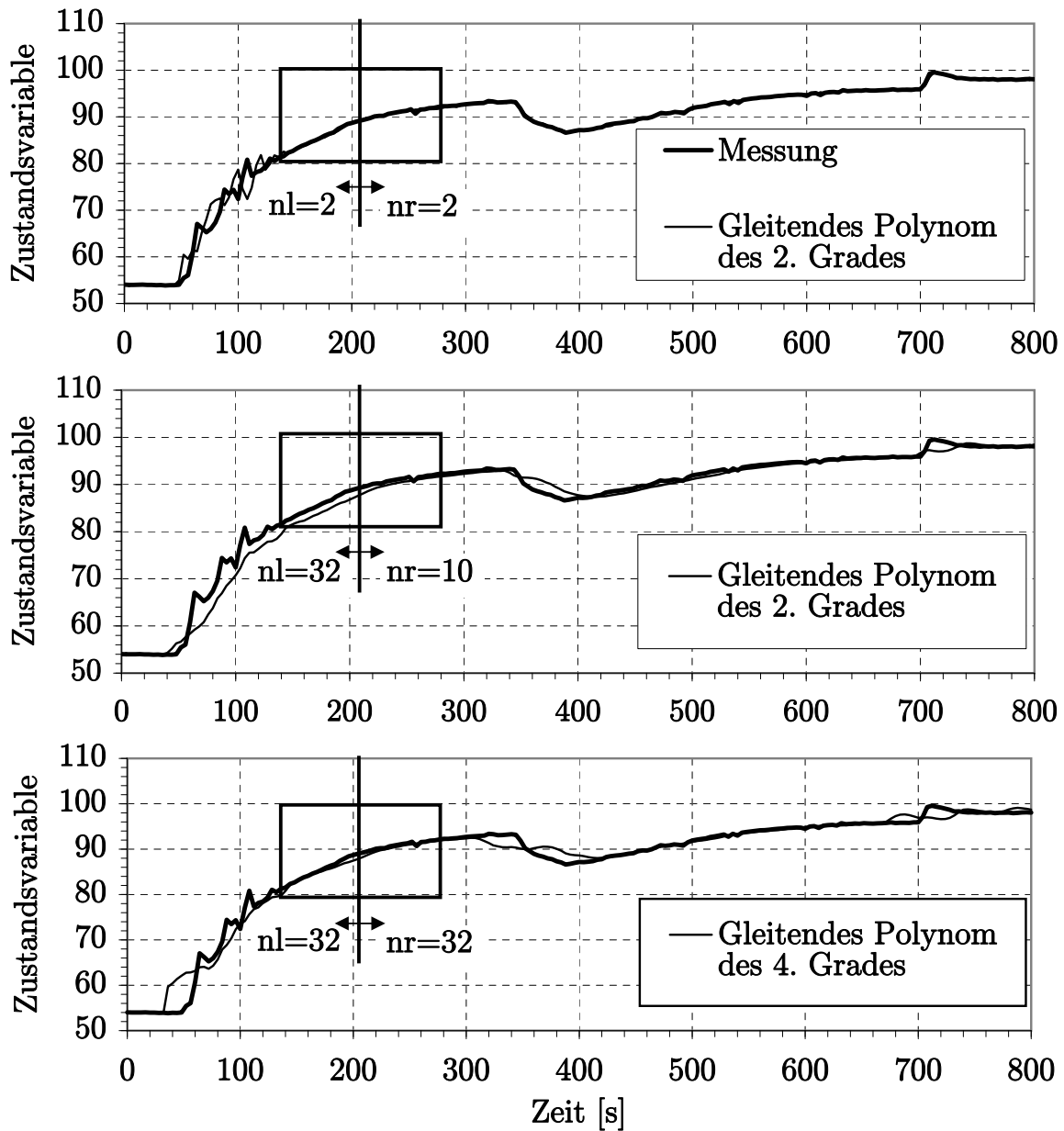


Abbildung D.3: Ergebnisse des Tests mit dem Tiefpassfilter. Oben: Vergleich zwischen Simulation und Messdaten mit dem gleitenden Polynom des zweiten Grades und Messwertfenster $n = -2 \dots 2$. Mitte: Simulation mit dem gleitenden Polynom des zweiten Grades und Messwertfenster $n = -32 \dots 10$. Unten: Simulation mit dem gleitenden Polynom des vierten Grades und Messwertfenster $n = -32 \dots 32$.

Anhang E

Parameter des CO₂-Kältekreislaufmodells

In diesem Anhang werden in Tabelle E.1 weitere Parameter für die Simulation des CO₂-Kältekreislaufs in Kapitel 5 angegeben.

Tabelle E.1: Weitere Parameter des Kältekreislaufmodells für die Durchführung der Simulationen in Kapitel 5.

Parameter	Wert	Einheit
Gaskühler		
$\alpha_L A_L$	200	$\left[\frac{W}{K}\right]$
$\alpha_{KM} A_{KM}$	1000	$\left[\frac{W}{K}\right]$
Verdampfer		
$\alpha_L A_L$	450	$\left[\frac{W}{K}\right]$
$\alpha_{KM} A_{KM}$	6000	$\left[\frac{W}{K}\right]$
Innerer Wärmeübertrager		
αA inneres Rohr	80	$\left[\frac{W}{K}\right]$
αA äußeres Rohr	90	$\left[\frac{W}{K}\right]$
Innerer Wärmeübertrager (dynamische Simulation)		
αA inneres Rohr	320	$\left[\frac{W}{K}\right]$
αA äußeres Rohr	360	$\left[\frac{W}{K}\right]$
Ventilquerschnittsfläche		
A	3.5	$[mm^2]$

In Abbildung E.1 ist sowohl eine Skizze der Konstruktion eines inneren Wärmeübertragers (links) als auch die objektorientierte Struktur des inneren Wärmeübertragermodells der TIL-Bibliothek (rechts) dargestellt (s. Richter 2008).

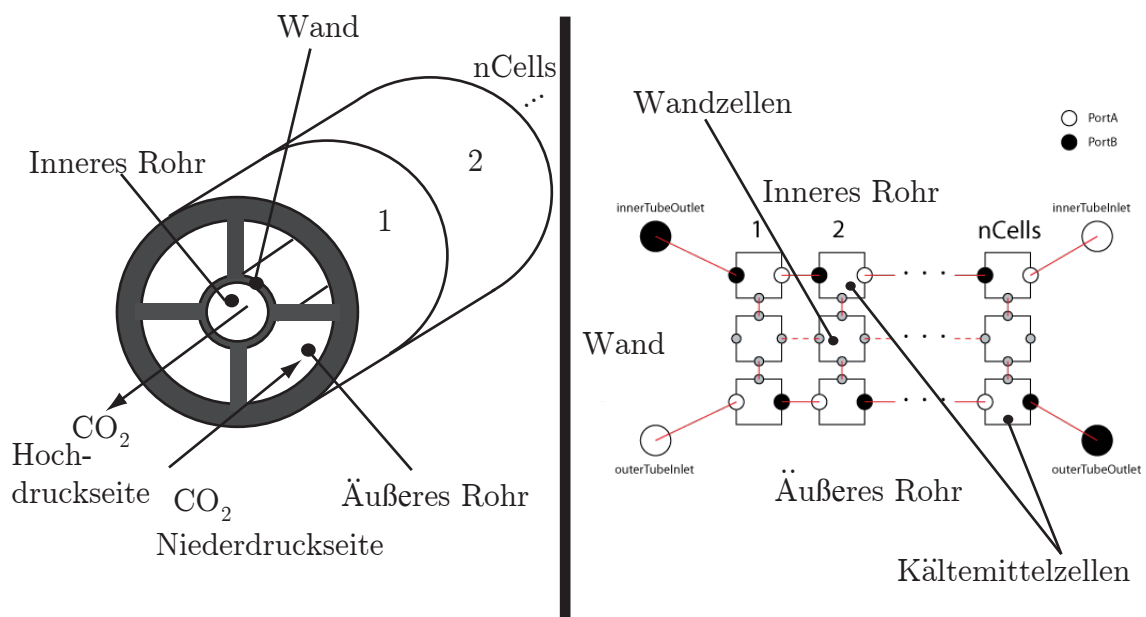


Abbildung E.1: Link: Koaxialrohr-Innen-Wärmeübertrager des CO₂-Kältekreislaufs (s. Raiser 2005). Rechts: TIL-Modell des inneren Wärmeübertragers mit den Kältemittel- und Wandbasiszellen.

Anhang F

Optimaler Massenstrom des adiabaten Raumes

Für die Lösung des optimalen Steuerungsproblems aus Abschnitt 6.3.3 wird die Hamilton-Gleichung angewandt (s. Föllinger (1994) für weitere Details):

$$\begin{aligned} H(T, \dot{m}(t), \lambda, t) = & \frac{1}{2} \cdot [w_1 \cdot (T_{soll} - T(t))^2 + w_2 \cdot (\dot{m}_{min} - \dot{m}_{ein}(t))^2] + \\ & + \lambda_1 \left[\frac{\dot{m}_{ein}(t)}{m(t)} \cdot (T_{soll} - T(t)) \right] + \lambda_2 \cdot \left[\dot{m}_{ein}(t) \cdot \left(1 - \frac{T_{soll}}{T_{aus}(t)} \right) \right]. \end{aligned} \quad (\text{F.1})$$

Die adjungierten Variablen λ_1 und λ_2 , die dem Lagrange-Multiplikator des Extremalproblems in der Differentialrechnung entsprechen, sind wie folgt definiert:

$$\frac{d\lambda_1}{dt} = -\frac{\partial H}{\partial T} = w_1 \cdot (T_{soll} - T(t)) + \lambda_1 \cdot \frac{\dot{m}_{ein}(t)}{m(t)} - \lambda_2 \cdot \dot{m}_{ein}(t) \cdot \frac{T_{soll}}{T^2(t)} \quad (\text{F.2a})$$

$$\frac{d\lambda_2}{dt} = -\frac{\partial H}{\partial m} = \lambda_1 \cdot \frac{\dot{m}_{ein}(t)}{m^2(t)} \cdot (T_{soll} - T(t)). \quad (\text{F.2b})$$

Mit Hilfe der notwendigen Optimalitätsbedingung:

$$\begin{aligned} \frac{\partial H}{\partial \dot{m}_{ein}} &= 0 \\ \lambda_1(t_e) &= 0 \\ \lambda_2(t_e) &= 0 \end{aligned} \quad (\text{F.3})$$

erhält man für das Testproblem den optimalen Gebläsemassenstrom:

$$\dot{m}_{ein}^*(t) = \dot{m}_{min} - \frac{1}{w_2} \cdot \left[\frac{\lambda_1}{m(t)} \cdot (T_{soll} - T(t)) + \lambda_2 \cdot \left(1 - \frac{T_{soll}}{T(t)} \right) \right]. \quad (\text{F.4})$$

Durch Integration der Gleichungen 6.16, 6.19, F.2 und F.4 und geeignete Startwerte für die adjungierten Variablen λ_1 und λ_2 kann das Problem numerisch gelöst werden.

Index

- χ^2 -Test, 61
- Add-on Dynamik, 6, 39
- Aktive-Restriktionen-Verfahren, 67
- Algebraische Variable, 73
- Austrocknungspunkt, 39
- Autarkes Klimatisierungssystem, 12, 76, 81, 107
- Automatische Differentiation, 7
- Barriereverfahren, 67
- Benetzungsfaktor, 38, 39
- Betriebspunkt-Diagramm, 28, 63
- Bolzasches Funktional, 93
- Box-Restriktionen, 67
- Co-Simulation, 64
- Coefficient of Performance, 7
- Differentielle Variable, 73
- Dittus-Boelter, 33
- Dynamische Optimierung, 6
 - Analytische Lösung, 94
 - DOLI, 98
 - Einschießverfahren, 95
 - Kältekreislauf, 6
 - Mehrschießverfahren, 95
 - Numerische Lösung, 95
 - Offline, 99
 - Offline-Anwendung, 6
 - Optimierungslöser, 7
 - Sequentiell-Verfahren, 95
 - Simulationsbasierte, 121
 - Simultan-Verfahren, 95
 - Steuerungszeithorizont, 90
 - Strukturoptimierung, 89
 - Zustandsvariablenrestriktion, 27
- Echtzeit, 6
- Ersatzmodell, 65
- Ersatzmodell der Zielfunktion, 65
- Fahrgast, 57
- Fehlerfortpflanzung, 60
- Fehlerquadratur, 61
- FIRE, 127
- Flachrohr
 - MPET, 12
 - Rohr-in-Rohr System, 12
 - Wärmeleitwiderstand, 40
- Freiheitsgrad χ^2 -Verteilung, 61
- Frischluf-Mischer, 58
- Gebäude, 54
 - Affinitätsgesetze, 55
 - Förderkennlinie, 54
- Gespeichertes Kondensat, 38
- Grenzschicht, 37
- Grenzschichttheorie, 35
- Gütefunktional, 91
- Hamiltonsches Funktional, 94
- Heiz- und Klimagerät, 55
- HIL, 4, 5
- Idealer Phasenabscheider, 43
- Identifizierte Dynamik, 6, 28, 39, 63
- Kalman-Filter, 91
- Kondensatspeicherung, 35
- Konzentrierte Parameter, 50
- Lagrangesches Funktional, 92
- Lewis-Zahl, 37

- Lewissches Gesetz, 37
- LMTD, 125
- Master-Slave-Prinzip, 127
- Mayersches Funktional, 93
- Mehrzieloptimierung, 92
- Mehrzonige Klimatisierung, 49
- MIL, 4, 5
- Modell-Kalibrierung, 60
- Modell-Ordnung, 5
- Modellbasierte Funktionsentwicklung, 5, 24
- Modellgüte, 61
- Modellierung, 28
 - Eindimensionale, 28
- Modellkalibrierung, 34
- Modellparameter, 73
- Modellungenauigkeiten, 61
- Mollierdiagramm, 21
- MPC, 91
- MPET, 12, 29, 30
- NMPC, 7, 91
- Optimierung
 - CONDOR, 66–68, 70, 97, 98, 111, 116
 - Derivative free, 98
 - Deterministische Verfahren, 65
 - Dimension, 64
 - Direct search, 98
 - Einziel, 110
 - Ersatzmodell, 65
 - Genetische Algorithmen, 65
 - Gradientenfreie, 64
 - Gradientenfreie Verfahren, 64, 98
 - Mehrziel, 7, 110
 - Multikriterielle, 7, 92
 - Optimierungslöser, 7, 64, 67
 - Parallel Direct Search, 65
 - Parameterrestriktion, 67
 - Simplex, 66
 - Statische, 6, 7, 34, 60, 67
 - Stochastische Verfahren, 65
 - Trust-Region, XI, 66, 70–72, 93
 - Trust-Region-Radius, 70, 72, 99, 100
- Paraffin, 17
 - n-Alkane, 17
- PCM, 11
 - Fest-Flüssig, 15
 - Hysteres, 17
 - Wärmeleitwiderstand, 17
- PID-Regler, 89
- Prädiktionszeithorizont, 90, 110
- Quasistatische Zustandsänderung, 31
- Radialgebläse, 54
- Rapid Control Prototyping, 6
- Regelabweichung, 89
- Regelfläche, 92
- Regelparameter, 89
- Reglerkonzeptionierung, 20
- Reglertest, 4, 5, 39
- Ringströmung, 33
- Rohr-in-Rohr System, 12
- Sammler, 21
 - Abscheide-Wirkungsgrad, 23
 - Add-on Dynamik, 44
 - Bilanzgleichung, 43
 - Funktionsentwicklung, 24
 - Füllstand, 44
 - Idealer Mischer, 43
 - Idealer Phasenabscheider, 43
 - Model-in-the-Loop, 23
 - Regelbarer, 21
- Sammlerfüllstand, 44
- Schmieröl-Zersetzungstemperatur, 27
- Schwülgrenztemperatur, 20
- Sensitivitätsgleichung, 7
- Sensitivitätsgleichungen, 98
- Simulation des Kältekreislaufs
 - HIL, 5
 - MIL, 5

- Modellbasierte Funktionsentwicklung, 5
- Reglerauslegung, 5
- Reglertest, 5
- Systemkonzeptionierung, 4
- Thermodynamische Untersuchung, 4
- Simulation Kältekreislauf, 4
- Start-Stopp-Funktionalität, 3, 11
- Stellgröße, 100
 - Lagrange-Polynom, 101
 - Stückweise konstant, 100
 - Stückweise linear, 101
- Steuerungszeithorizont, 15, 90, 92
- Stillstandsklimatisierung, 3, 107
- Stillstandszeit, 15
- Strukturoptimierung, 89
- Strömungssieden, 33
- Surrogate model, 65
- Systemkonzeptionierung, 4
- Thermischer Akkumulator, 28
- Tiefpass-Filter, 128
 - DISPO, 128
- TIL, 5, 9, 10, 28
- TILFluids, 5
- Transversaliätsbedingung, 104
- Variationsrechnung, 89
- Verdampfer
 - Add-on Dynamik, 39
 - Austrocknung, 39
 - Benetzungsfaktor, 39
 - Dittus-Boelter, 33
 - Erhaltungssatz, 35
 - Ersatzwiderstandnetzwerk, 28
 - Feuchte Luftzelle, 35
 - Kondensation, 37
 - Kondenswasser-Benetzung, 38
 - Korrosion, 17
 - MPET, 12, 29, 30, 75
 - Phasenübergangsmaterial, 30
 - Rohr-in-Rohr System, 12
 - Schwülgrenztemperatur, 20
 - Steuerungszeithorizont, 15
 - Trocknungsvorgang, 28, 38, 83
 - Two tank, 12
 - Wasserspeicherung, 35
- Verdichter, 26
 - Isentroper Wirkungsgrad, 26
 - Schmieröl-Zersetzungstemperatur, 27
 - Volumetrischer Liefergrad, 25
- Verdunstung, 38
- Verdunstungsvorgang, 82
- Zustandsbeobachter, 91
- Zustandsvariablenrestriktion, 27
- Zwei-Punkt-Randwertaufgabe, 94
- Übertragungsfunktion, 39

Literaturverzeichnis

Abhat 1983

ABHAT, A.: Low temperature latent heat thermal energy storage materials. In: *Solar Energy* 30 (1983), S. 313–332

Adiprasito 1998

ADIPRASITO, B.: *Simulation des instationären Verhaltens einer Pkw-Klimaanlage mit CO₂ als Kältemittel*, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik, Nr.346, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998

Åkesson 2007

ÅKESSON, J.: *Languages and Tools for Optimization of Large-Scale Systems*, Department of Automatic Control, Lund University, Diss., 2007

Albert u. a. 2008

ALBERT, M. ; SAHINAGIC, L. ; GASSER, L. ; WELLING, B. ; HILFIKER, K.: Prediction of ice and frost formation in the fin tube evaporators for air/water heat pumps. In: *9th International IEA Heat Pump Conference*, 2008

Ascher u. Petzold 1998

ASCHER, U. M. ; PETZOLD, L. R.: *Computer methods for ordinary differential equations and differential-algebraic equations*. Society for Industrial and Applied Mathematics, 1998

Auracher 1994

AURACHER, H.: Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerants in tubes of finned tube heat exchangers. In: *Marvillet, C. (Ed.): Recent Developments in Finned Tube Heat Exchangers: Theoretical and Practical Aspects. DTI, Energy Technology.*, 1994

Baehr 2004

BAEHR, H.D.: *Wärme- und Stoffübertragung*. 4. Auflage. Springer Verlag, 2004

Barrault u. a. 2003

BARRAULT, S. ; BENOUALI, S. ; CLODIC, D.: Economic and Environmental Consequences of a Phase Out or Considerable Reduction Leakage of Mobile Air Conditioners. In: *Forschungsbericht der École de Mines de Paris/Armines für die Europäische Union*, 2003

Bevington 1969

BEVINGTON, Ph. R.: *Data reduction and error analysis for the physical sciences*. Academic Press, 1969

Blochwitz u. Uhlig 2008

BLOCHWITZ, T. ; UHLIG, A.: Modellgenerierung für HiL-Simulationen auf der Basis physikalischer Ansätze. In: *8. Tagung in Hardware-in-the-Loop-Simulation. Haus der Technik. Kassel 16.-17. September, 2008*

Bockholt u. a. 2008a

BOCKHOLT, M. ; TEGETHOFF, W. ; KÖHLER, J.: Gradientenfreie Dynamische Optimierung von Modelica-Modellen. In: *4. ASIM-Workshop Modellierung, Regelung und Simulation in Automotive und Prozessautomation, Wismar, 2008*

Bockholt u. a. 2008b

BOCKHOLT, M. ; TEGETHOFF, W. ; LEMKE, N. ; STRUPP, C. ; RICHTER, C.: Transient Modelling of a Controllable Low Pressure Accumulator in CO₂ Refrigeration Cycles. In: *Proc. of the 6th. International Modelica Conference. Bielefeld, 2008*

Brandes u. a. 2006

BRANDES, H. ; HORSTMANN, P. ; KNEIFEL, M. ; HOHL, R.: R744-Klimaanlage mit Stopp/Start- und Standklimatisierung sowie Wärmepumpenfunktion im Versuchsträger COMET. In: *PKW-Klimatisierung IV: Klimakonzepte, Zuheizkonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethode, 2006 (57)*

Böttcher 2006

BÖTTCHER, C.: *Wasserspeicherung in einem Pkw-Klimagerät*, Institut für Thermodynamik, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2006

Cabeza u. a. 2005

CABEZA, L. F. ; ROCA, J. ; NOGUEÉS, M. ; MEHLING, H. ; HIEBLER, S.: Long term immersion corrosion tests on metal-PCM pairs used for latent heat storage in the 24 °C to 29 °C temperature range. In: *Materials and Corrosion* 56 (2005), Nr. 1, S. 33–38

Casella u. Richter 2008

CASELLA, F. ; RICHTER, C.: ExternalMedia: A Library for Easy Re-Use of External Fluid Property Code in Modelica. In: *Proc. of 6th. International Modelica Conference, 2008*

Chen 1963

CHEN, J. C.: A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. In: *6th National Heat Transfer Conference, Boston, August 11-14, ASME preprint 63-HT-34.*, 1963

Collette u. Siarry 2004

COLLETTE, Y. ; SIARRY, P.: *Multiobjective optimization : principles and case studies*. Springer Verlag, 2004

Conn u. a. 2000

CONN, A. R. ; GOULD, N. I. M. ; TOINT, Ph. L.: *Trust-Region Methods*. mps-siam series on optimization. SIAM Society for Industrial & Applied Mathematics, Englewood Cliffs, New Jersey, 2000

Conn u. a. 1998

CONN, A. R. ; GOULD, N. I. ; TOINT, Ph. L.: A Derivative Free Optimization Algorithm in Practice. In: *Technical Report, Department of Mathematics, University of Namur, Belgium, 98. Report No. 98/11.*, 1998

Correia u. a. 2007

CORREIA, C. ; BOCKHOLT, M. ; TEGETHOFF, W. ; KÖHLER, J.: Geometry optimization of louvered fins for a compact flat tube heat exchanger. In: *Proc. of the Iberian Latin American Congress on Computational Methods in Engineering, CMNE/CILAMCE-XXVIII, Porto*, 2007

Cullimore 2000

CULLIMORE, B. A.: SINDA/FLUINT: General purpose Thermal/Fluid Network Analyser. In: *User's Manual, Version 4.3*, 2000

Deh 1999

DEH, U.: *Kfz-Klimaanlagen*. 1. Auflage. Vogel-Verlag., 1999

Dennis u. Torczon 1991

DENNIS, J.E. ; TORCZON, V.: Direct search methods on parallel machines. In: *SIAM Journal of Optimization* 1(4) (1991), S. 448–474

DIN 8958 1973

Norm 1973. *Prüfung von Kühleinrichtungen für isolierte Fahrzeuge und Behälter, Blatt 1*.

Domschke u. Matthes 2006

DOMSCHKE, R. ; MATTHES, M.: In-the-loop simulation of electronic automatic temperature control systems. In: *PKW-Klimatisierung IV: Klimakonzepte, Zuheizkonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden*, 2006 (57)

Dupont u. a. 2004

DUPONT, V. ; THOME, J. R. ; JACOBI, A. M.: Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part II: comparison with database. In: *Int'l. Journal of Heat and Mass Transfer* (2004), Nr. 47, S. 3375–3385

Dusan u. a. 2004

DUSAN, F. ; BUNZL, A. ; LOMAS, K. J. ; CROPPER, P.C. ; SCHLENZ, D.: A new simulation system for predicting human thermal and perceptual responses in vehicles. In: *PKW-Klimatisierung III: Klimakonzepte, Zuheizkonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethode*, 2004 (19)

Dynasim AB 2008

DYNASIM AB: *Dymola: Dynamic Modeling Laborator*. Version 7.0. <http://www.dynasim.se>, 2008

Elmqvist u. a. 2005

ELMQVIST, H. ; OLSSON, H. ; MATTSSON, S. E. ; BRÜCK, D. ; SCHWEIGER, C. ; JOOS, D. ; OTTER, M.: Optimization for Design and Parameter Estimation. In: *Proc. of the 4th. International Modelica Conference, Hamburg*, 2005

Esteco s.r.l. 2008

ESTECO S.R.L.: *modeFrontier: Multi-objective optimization*. Version 4.0. <http://www.esteco.com>, 2008

Fahl 2002

FAHL, J.: *Entwicklung und Erprobung von Schmierölen für Kälte- und Klimasysteme mit CO₂ als Arbeitsstoff*, Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl für verfahrenstechnische Transportprozesse, Diss., 2002

Findeisen 2004

FINDEISEN, R.: *Nonlinear Model Predictive Control: A Sampled-Data Feedback Perspective*, Universität Stuttgart, Institut für Systemtheorie technischer Prozesse, Diss., 2004

Findeisen u. a. 2001

FINDEISEN, R. ; NAGY, Z. ; DIEHL, M. ; ALLGÖWER, F. ; BOCK, H. G. ; SCHLÖDER, J. P.: Computational feasibility and performance of nonlinear model predictive control. In: *Proc. of 6th. European Control Conference ECC'01. Porto, Portugal*, 2001, S. 957–961

Fletcher 1987

FLETCHER, R.: *Practical Methods of Optimization*. John Wiley & Sons, 1987

Föllinger 1994

FÖLLINGER, O.: *Optimale Regelung und Steuerung*. 3. Auflage. R. Oldenburg Verlag, 1994

Fourer u. a. 2003

FOURER, R. ; GAY, D. M. ; KERNIGHAN, B.: *AMPL: A Modeling Language for Mathematical Programming*. 2. Auflage. Brooks/Cole Thomson Learning, 2003

Franke 1998

FRANKE, R.: *Integrierte dynamische Modellierung und Optimierung von Systemen mit saisonaler Wärmespeicherung*, TU-Illmenau, Institut für Automatisierungs- und Systemtechnik, Diss., 1998

Franke 2002

FRANKE, R.: Formulation of dynamic optimization problems using Modelica and their efficient solution. In: *Proc. of the 2nd. International Modelica Conference, Oberpfaffenhofen*, 2002

Franke u. a. 2008

FRANKE, R. ; BABJI, B.S. ; ANTOINE, M. ; ISAKSSON, A.: Model-based online applications in the ABB Dynamic Optimization framework. In: *Proc. of the 6th. International Modelica Conference, Wien*, 2008

Franke u. Doppelhamer 2005

FRANKE, R. ; DOPPELHAMER, J.: Online Application of Modelica Models in the Industrial IT Extended Automation System 800xA. In: *Proc. of the 4th. International Modelica Conference, Hamburg*, 2005

Fried u. a. 2001

FRIED, O. ; BARGENDE, M. ; HÖTZER, D.: Kraftstoff-Einsparpotenziale für elektromechanisch angetriebene Antriebsstränge im realen Fahrbetrieb. In: *4. Internationales Stuttgarter Symposium Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, Stuttgart.*, 2001

Frigge u. Trapp 2005

FRIGGE, M. ; TRAPP, R.: Modellbasierte Luftmengensteuerung in der Fahrzeugklimatisierung. In: *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IV Entwicklungsmethoden, Konzepte und Innovationen des Wärmemanagements im Kraftfahrzeug*, 2005

Fritzson 2004

FRITZON, P.: *Object-oriented modeling and simulation with modelica 2.1*. John Wiley & Sons, 2004

Försterling 2004

FÖRSTERLING, S.: *Vergleichende Untersuchung von CO₂-Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen*, Technische Universität Braunschweig, Institut für Thermodynamik, Diss., 2004

Gao u. a. 2007

GAO, L. ; HONDA, T. ; KOYAMA, S.: Experiments on Flow Boiling Heat Transfer of Almost Pure CO₂ and CO₂-Oil Mixtures in Horizontal Smooth and Microfin Tubes. In: *HVAC&Research* 13 (2007), Nr. 3, S. 415–425

Gehsat u. a. 2007a

GEHSAT, C. ; BERTRAM, T. ; TRAPP, R.: Kabinenmodell für die Hardware-in-the-Loop Simulation zur Berechnung der Kabinentemperatur im Kraftfahrzeug. In: *Mechatronik 2007: Innovative Produktentwicklung. VDI-Berichte Nr. 1971*, 2007, S. 497–508

Gehsat u. a. 2007b

GEHSAT, C. ; BERTRAM, T. ; TRAPP, R.: Klimatechnisches Fahrzeugmodell zur Simulation von virtuellen Testfahrten. In: *5. Paderborner Workshop Entwurf mechatronischer Systeme, HNI-Verlagsschriftenreihe*, 2007 (Band 210)

Gehsat u. a. 2008

GEHSAT, C. ; BERTRAM, T. ; TRAPP, R.: Modellierung thermischer Systeme für die Hardware-in-the-Loop Simulation am Beispiel eines Fahrzeugkabinenmodells. In: *4. ASIM Workshop: Modellierung, Regelung und Simulation in Automotive und Prozess Automation*, 2008, S. 155–161

Gill u. a. 1997

GILL, P. ; MURRAY, W. ; SAUNDERS, M.: *SNOPT: an SQP algorithm for large scale constrained optimization*. Forschungsbericht des Dept. of Mathematics, University of California, San Diego, 1997

Glück 2006

GLÜCK, B.: Einheitliches Näherungsverfahren zur Simulation von Latentwärmespeichern. In: *HLH Heizung, Lüftung/Klima, Haustechnik* 57 (2006), S. 25–29

Griewank u. a. 1996

GRIEWANK, A. ; JUEDES, D. ; UTKE, J.: ADOL-C: A package for the automatic differentiation of algorithms written in C/C++. In: *ACM Trans. Math. Soft.* 22 (1996), Nr. 2, S. 131–167

Groll u. Kim 2007

GROLL, E. A. ; KIM, J.-H.: Review of Recent Advances toward Transcritical CO₂ Cycle Technology. In: *HVAC&Research* 13 (2007), S. 499–520

Grossmann u. a. 2007

Schutzrecht DE 10 2006 026 017 A1 (2007). GROSSMANN, S. ; KERLER, B. ; KOHL, M. ; NEUMANN, E. ; OTT, F. ; SEEWALD, W. (Erfinder).

Guyonvarch 2006

GUYONVARCH, G.: *Kältespeicherung für gleichbleibenden Klimakomfort im Stop-Start-Betrieb*. Forschungsbericht der Fa. Valeo Climate Control, 2006

Habig u. a. 2004

HABIG, R. ; HABIG, M. ; MONTE, M. ; CLESS, C.: Einfluss der Solarstrahlung auf die Fahrzeugentwicklung. In: *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IV*

Entwicklungsmethoden, Konzepte und Innovationen des Wärmemanagements im Kraftfahrzeug, 2004

Haller u. a. 2007

Schutzrecht US 7,156,156 B2 (2007). HALLER, R. ; LEPETIT, L. ; PETIT, C. ; DIDIER, L. (Erfinder).

He u. a. 1998

HE, X.-D. ; LIU, S. ; ASADA, H. H. ; ITOH, H.: Multivariable control of vapour compressor systems. In: *HVAC&R* 4 (1998), Nr. 3, S. 205–230

Heckenberger 2007

HECKENBERGER, T.: Thermomanagement von Hybridfahrzeugen: Herausforderungen und Lösungen. In: *KI Kälte-, Luft- und Klimatechnik* (2007), Nr. 10, S. 32–35

Hendricks 2001

HENDRICKS, T. J.: *Vehicle transient air conditioning analysis: model development and system optimization investigations*. Forschungsbericht der National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2001

Hendricks 2002

HENDRICKS, T. J.: *Multi-Variable Optimization of Electrically-Driven Vehicle Air Conditioning Systems Using Transient Performance Analysis*. Forschungsbericht der National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2002

Hiebler 2006

HIEBLER, S.: *Kalorimetrische Methoden zur Bestimmung der Enthalpie von Latentwärmespeichermaterialien während des Phasenübergangs*, Technische Universität München, Fakultät für Physik, Diss., 2006

Hirota 2005

Schutzrecht EP 1607698 A2 (2005). HIROTA, H. (Erfinder).

Hönmann 1990

HÖNMANN, W.: *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik*. Oldenbourg Verlag, München, 1990

Horstmann u. Lemke 2006

HORSTMANN, P. ; LEMKE, N. C.: Einfluss des Expansionsorgans auf COP und Kälteleistung. In: *PKW-Klimatisierung IV: Klimakonzepte, Zuheizkonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethode*, 2006 (57)

Hrnjak u. Elbel 2006

HRNJAK, P. ; ELBEL, S.: Development of a prototype refrigerant ejector used as expansion device in a transcritical cycle. In: *Proc. of VDA Alternative Refrigerant Winter Meeting, Saalfelden*, 2006

Hucho (Hrsg.) 2005

HUCHO (HRSG.), W. H.: *Aerodynamik des Automobils: Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort*. Vieweg-Verlag, 2005

ITI-GmbH 2008

ITI-GMBH: *SimulationX*. Version 3.0. <http://www.iti.de>, 2008

Kameswaran u. Biegler 2006

KAMESWARAN, S. ; BIEGLER, L. T.: Simultaneous dynamic optimization strategies: Recent advances and challenges. In: *Computers and Chemical Engineering* 30 (2006), S. 1560–1575

Köhler 2003a

KÖHLER, J.: *Thermodynamik*. Vorlesungsumdruck TU-Braunschweig, Institut für Thermodynamik, 2003

Köhler 2003b

KÖHLER, J.: *Wärme- und Stoffübertragung*. Vorlesungsumdruck TU-Braunschweig, Institut für Thermodynamik, 2003

Köhler u. a. 2007

KÖHLER, J. ; TEGETHOFF, W. ; RICHTER, C. ; TISCHENDORF, C.: Experimental and theoretical study of a CO₂ ejector refrigeration cycle. In: *Proc. of VDA Alternative Refrigerant Winter Meeting, Saalfelden*, 2007

Köhler u. a. 2008

KÖHLER, J. ; WEIGAND, B. ; WOLFERSDORF, J. von: *Thermodynamik kompakt*. 1. Auflage. Springer-Verlag, Berlin, 2008

Kim u. a. 2004

KIM, M.-H. ; PETTERSEN, J. ; BULLARD, C. W.: Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (2004), S. 119–174

Kok u. a. 2007

KOK, D. ; PLOUMEN, S. ; SPIJKER, E. ; KARDEN, E.: Strategien zum Energiemanagement in Hybridfahrzeugen. In: *Hybrid-, Batterie- und Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen: Technik, Strukturen und Entwicklungen*, 2007 (255)

Kolda u. a. 2003

KOLDA, T. G. ; LEWIS, R. M. ; TORCZON, V.: Optimization by Direct Search: New Perspectives on Some Classical and Modern Methods. In: *SIAM-Society for Industrial and Applied Mathematics* 45 (2003), S. 385–482

Kossel u. a. 2006a

KOSSEL, R. ; TEGETHOFF, W. ; BODMANN, M. ; LEMKE, N.: Simulation of

complex systems using Modelica and tool coupling. In: *Proc. of 5th. International Modelica Conference, Wien*, 2006

Kossel u. a. 2006b

KOSSEL, R. ; TEGETHOFF, W. ; HABIG, R.: Koppelung von Software-Werkzeugen zur Simulation der thermischen Behaglichkeit. In: *4. CTI Fachforum: Klimatisierung und Thermomanagement*, 2006

Kosyna 1997

KOSYNA, G.: *Strömungsmaschinen I*. Vorlesungsumdruck TU-Braunschweig, Institut für Strömungsmaschinen, 1997

Larsen u. a. 2005

LARSEN, L. F. S. ; GEYER, T. ; MORARI, M.: Hybrid Model Predictive Control in Supermarket Refrigeration Systems. In: *Proceedings of 16th IFAC World Congress*, 2005

Leducq u. a. 2003

LEDUCQ, D. ; GUILPART, J. ; TRYSTRAM, G.: Low order dynamic model of a vapour compression cycle for process control design. In: *Journal of Food Process Engineering* 26 (2003), S. 67 – 91

Leducq u. a. 2006

LEDUCQ, D. ; GUILPART, J. ; TRYSTRAM, G.: Non-linear predictive control of a vapour compression cycle. In: *Int. Journal of Refrigeration* 29 (2006), S. 761 – 772

Leithner 2004

LEITHNER, R.: *Regelungstechnik und dynamische Modellbildung*. Vorlesungsumdruck TU-Braunschweig, Institut für Wärme- und Brennstofftechnik, 2004

Lemke 2005

LEMKE, N. C.: *Untersuchung zweistufiger Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO₂*, Technische Universität Braunschweig, Institut für Thermodynamik, Diss., 2005

Lemmon u. a. 2007

LEMMON, E. W. ; HUBER, M. ; McLINDEN, M.: *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP*. Version 8.0. National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2007

Limprich u. a. 2005

LIMPRICH, D. ; BRAUN, M. ; SCHMITZ, G. ; PRÖLSS, K.: System Simulation of Automotive Refrigeration Cycles. In: *Proc. of the 4th. International Modelica Conference, Hamburg*, 2005, S. 192–199

Lorentzen u. Pettersen 1993

LORENTZEN, G. ; PETTERSEN, J.: A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. In: *International Journal of Refrigeration* 1 (1993), Nr. 16, S. 4–12

Mandil (Hrsg.) 2006

MANDIL (HRSG.), C.: World Energy Outlook 2006 / International Energy Agency, Paris. Version: 2006. <http://www.worldenergyoutlook.org>, Abruf: Jan. 2008. 2006. – Forschungsbericht

Manski u. a. 2006

MANSKI, R. ; WEINBRENNER, M. ; KERLER, B. ; HEINLE, D.: Speicher-Klimatisierung für Hybridfahrzeuge mit Start-Stopp-Funktion. In: *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ)* 12 (2006), S. 1003–1008

Marquardt 2003

MARQUARDT, W.: *Optimization in Process Systems Engineering*. Vorlesungsumdruck der RWTH-Aachen, 2003

Mehling 2004

MEHLING, H.: *Innovative PCM-Technologie*. Sachbericht des Bundesministeriums für Wirtschaft und Arbeit (BMWA), 2004

Mehling 2006

MEHLING, H.: Energieeffiziente Klimatisierung mit Phasenwechselmaterialien. In: *KI Kälte-, Luft- und Klimatechnik* (2006), Nr. 07-08, S. 300–3004

Merziger u. a. 2001

MERZIGER, G. ; MÜHLBACH, G. ; WILLE, D. ; WIRTH, Th.: *Formeln und Hilfen zur Höheren Mathematik*. Binomi Verlag GmbH, 2001

Metz (Hrsg.) u. a. 2007

METZ (HRSG.), B. ; DAVIDSON, O. ; BOSCH, P. ; DAVE, R. ; MEYER, L.: Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System: Issues related to hydrofluorocarbons and perfluorocarbons. Kapitel 6: Mobile Air Conditioning / Intergovernmental Panel on Climate Change IPCC, Cambridge University Press. Version: 2007. <http://www.ipcc.ch>. 2007. – Forschungsbericht

Michalek u. a. 2004

MICHALEK, D. ; BERTRAM, T. ; HILLER, M. ; TRAPP, R.: *Steuergeräte-HIL-Simulation in der Kfz-Klimatisierung als flexibles Entwicklungswerkzeug*. VDI-Bericht Nr. 1701, 2004

Michalek u. a. 2005

MICHALEK, D. ; GEHSAT, C. ; TRAPP, R. ; BERTRAM, T.: Hardware-in-the-Loop-Simulation of a vehicle climate controller with a combined HVAC and passenger

compartment model. In: *Proc. of IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Monterey, Kalifornien, 2005*

Modelon AB 2008

MODELON AB: *Air Conditioning Library*. Version 1.4. <http://www.modelon.se>, 2008

Nelder u. Mead 1965

NELDER, J. A. ; MEAD, R.: A Simplex Method for Function Minimization. In: *Computer Journal* 7 (1965), S. 308–313

Pettersen 2002

PETTERSEN, J.: *Flow Vaporization of CO₂ in Microchannel Tubes*, Norwegian University of Science and Technology, Department of Refrigeration and Air Conditioning, Diss., 2002

Pfafferott 2004

PFAFFEROTT, T.: *Dynamische Simulation von CO₂ Kälteprozessen für mobile Anwendung*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Institut für Technische Thermodynamik, Diss., 2004

Pfleiderer u. Petermann 1991

PFLEIDERER, C. ; PETERMANN, H.: *Strömungsmaschinen*. Springer Verlag, Berlin, 1991

Polenski 1986

POLENSKI, G.: *Lüftungsanlagen im Wohnungsbau*. LUNOS-GmbH Lüftungsfibel, 1986

Polifke u. Kopitz 2005

POLIFKE, W. ; KOPITZ, J.: *Wärmeübertragung: Grundlagen, analytische und numerische Methoden*. Pearson Studium, München, 2005

Poling u. a. 2001

POLING, B. E. ; PRAUSNITZ, J. M. ; O'CONNELL, J. P.: *The Properties of Gases and Liquids*. 5. Auflage. McGraw-Hill, 2001

Powell 1978

POWELL, M. J. D.: A fast Algorithm for nonlinearly constrained optimization calculations. In: *Proceedings of the Dundee Conference on Numerical Analysis, 1977, 1978* (Hrg. Watson, G. A. Berlin: Springer-Verlag)

Powell 2000

POWELL, M. J. D.: UOBYQA: Unconstrained Optimization By Quadratic Approximation / University of Cambridge, Department of Applied Mathematics and Theoretical Physics, England. 2000 (DAMTP2000/14). – Forschungsbericht

Powell 2002

POWELL, M. J. D.: UOBYQA: Unconstrained Optimization By Quadratic Approximation. In: *Mathematical Programming* B92 (2002), S. 555–582

Press u. a. 2002

PRESS, W. ; TEUKOLSKY, S. ; VETTERLING, W. ; B., Flannery: *Numerical Recipes in C++ - The art of scientific computing*. 2. Auflage. Cambridge University Press, 2002

Prölss u. a. 2007

PRÖLSS, K. ; SCHMITZ, G. ; LIMPERICH, D. ; BRAUN, M.: Influence of Refrigerant Charge Variation on the Performance of an Automotive Refrigeration System. In: *Proc. of International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue*, 2007

Qin u. Badgwell 2003

QIN, S. J. ; BADGWELL, T. A.: A survey of industrial model predictive control technology. In: *Control Engineering Practice* 11 (2003), S. 733 – 764

Raiser 2005

RAISER, H.: *Untersuchung des transienten Verhaltens von CO₂-PKW-Klimaanlagen mit Niederdrucksammler*, Technische Universität Braunschweig, Institut für Thermodynamik, Göttingen: Cullier Verlag, 2005

Raiser u. a. 2006

RAISER, H. ; HECKENBERGER, T. ; TEGETHOFF, T. ; FÖRSTERLING, S.: Transient Behavior of R744 Vehicle Refrigeration Cycles and the Influence of the Suction Side Accumulator Design. In: *SAE International* (2006), Nr. 2006-01-0162

Richter 2008

RICHTER, C. C.: *Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems*, Technische Universität Braunschweig, Institut für Thermodynamik, Diss., 2008

Rubitherm-GmbH 2008

RUBITHERM-GMBH: *Innovative Wärmetechnik mit PCM*. Latentwärmespeicher-Katalog. <http://www.rubitherm.de>, 2008

Sauer u. Xu 1995

SAUER, T. ; XU, Yuan: On multivariate lagrange interpolation. In: *Math. Comp.* 64 (1995), S. 1147–1170

Schäuffele u. Zurawka 2006

SCHÄUFFELE, J. ; ZURAWKA, Th.: *Automotive Software Engineering*. 3. Auflage. Vieweg & Sohn Verlag, 2006

Schumacher 2006

SCHUMACHER, W.: *Grundlagen der Regelungstechnik*. Technische Universität Braunschweig, Institut für Regelungstechnik, 2006

Simon 2001

SIMON, D.: Kalman Filtering. In: *Embedded Systems Programming* (2001), Nr. June, S. 72–79

Strupp u. a. 2007

STRUPP, N.-C. ; LEMKE, N. ; TEGETHOFF, T. ; KÖHLER, J.: Investigation of Low Pressure Accumulators in CO₂ Refrigeration Cycles. In: *Proc. of International Congress on Refrigeration, Beijing, China, 2007* (ICR07-E1-1480)

Tegethoff 1999

TEGETHOFF, W.: *Eine objektorientierte Simulationsplattform für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme*, Institut für Thermodynamik, Technische Universität Braunschweig, Diss., 1999

Thome u. a. 2004

THOME, J. R. ; DUPONT, V. ; JACOBI, A. M.: Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I: presentation of the model. In: *Int'l. Journal of Heat and Mass Transfer* (2004), Nr. 47, S. 3375–3385

Tiller 2001

TILLER, M. M.: *Introduction to Physical Modeling with Modelica*. Kluwer Academic Publishers, 2001

Tummescheit 2002

TUMMESCHEIT, H.: *Design and Implementation of Object-Oriented Model Libraries using Modelica*, Lund Institut of Technology, Department of Automatic Control, Diss., 2002

Tummescheit u. a. 2006

TUMMESCHEIT, H. ; EBORN, J. ; PRÖLSS, K. ; FÖRSTERLING, S. ; TEGETHOFF, W.: AirConditioning: Eine Modelica-Bibliothek zur dynamischen Simulation von Kältekreisläufen. In: *PKW-Klimatisierung IV: Klimakonzepte, Zuheizkonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethode*, 2006 (57), S. 196–214

Tummescheit u. a. 2005

TUMMESCHEIT, H. ; EBORN, J. ; WAGNER, F. J.: AirConditioning- A Modelica Library for Dynamic Simulation of AC Systems. In: *Proc. of the 4th. International Modelica Conference, Hamburg*, 2005, S. 185–192

Vanden Berghen 2004

VANDEN BERGHEN, F.: *CONDOR: a constrained, non-linear, derivative-free*

parallel optimizer for continuous, high computing load, noisy objective functions, Univerité Libre de Bruxelles, Institut de Recherches Interdisciplinaires et de Développements en Intelligence Artificielle (IRIDIA), Diss., 2004

Vassiliadis 1993

VASSILIADIS, V.: *Computational Solution of Dynamic Optimization Problems with General Differential-Algebraic Constraints*, University of London, Diss., 1993

VDI 2078 1996

VDI 2078: *Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume*. Beuth Verlag-GmbH, 1996

Vollmer u. a. 2004

VOLLMER, D. ; HORSTMANN, P. ; KNEIFEL, M.: Elektrische Standklimatisierung in Hybridfahrzeugen. In: *6. Fahrzeugklima-Symposium, Karlsruhe*, 2004

Wall 1996

WALL, M.: *GAlib: A C++ library of genetic algorithm components*. <http://lancet.mit.edu/ga/dist/galibdoc.pdf>, 1996

Wang u. a. 2002

WANG, M. ; HUANG, L.-J. ; ARCHIBALD, C. A.: Rapid Prototyping of ACC Algorithms with Virtual Human and Plant Models. In: *SAE International* (2002), Nr. 2002-01-0516

Wang u. Gu 2005

WANG, S. ; GU, J.: Model to Simulate the Behavior of Accumulators in Automotive Air Conditioning Systems. In: *SAE International Nr. 2005-01-2047*, 2005

Watanabe 2002

WATANABE, S.: *Automotive Air-Conditioning*. 2. Auflage. Denso Corp., 2002

Wächter u. Biegler 2006

WÄCHTER, A. ; BIEGLER, L. T.: On the implementation of an interior-point filter line-search algorithm for large-scale nonlinear programming. In: *Mathematical Programming* 106:1 (2006), S. 25–58

Welling u. a. 2008

WELLING, B. ; IMHOLZ, M. ; ALBERT, M. ; HILFIKER, K.: Defrosting the fin tube evaporators of air/water heat pumps using ambient air. In: *9th International IEA Heat Pump Conference*, 2008

Wimmer 2004

WIMMER, R. W.: *Regelung einer Wärmepumpenanlage mit Model Predictive Control*, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Institut für Mess- und Regeltechnik., Diss., 2004

Winkler u. a. 2006

WINKLER, J. ; AUTE, V. ; YANG, B. ; RADERMACHER, R.: Potential benefits of thermoelectric elements used with air-cooled heat exchangers. In: *Proc. of the Int'l Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, Purdue University, West Lafayette, paper R091*, 2006

Zalba u. Mehling 2003

ZALBA, B. ; MEHLING, H.: Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. In: *Applied Thermal Engineering* 23 (2003), S. 251–283

Zhao u. a. 2001

ZHAO, Y. ; OHADI, M. M. ; RADERMACHER, R.: Microchannel Heat Exchangers with Carbon Dioxide. In: *Final Report for Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute. ARTI 21-CR-Program, Number 605-10020, Virginia, USA*, 2001